

國立交通大學  
機械工程學系  
碩士論文

具附加質量長形平面揚聲器之最佳化設計

**Optimization of Rectangle Flat-panel Loudspeaker  
Carrying Attached Masses**



研究生：陳建儒

指導教授：金大仁

中華民國九十七年七月

具附加質量長形平面揚聲器之最佳化設計  
**Optimization of Rectangle Flat-panel Loudspeaker  
Carrying Attached Masses**

研究生：陳建儒

Student : Chien-Ju Chen

指導教授：金大仁 教授

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

A Thesis

Submitted to Institute of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

July 2008

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十七年七月

# 具附加質量長形平面揚聲器之最佳化設計

研究生：陳建儒

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學機械工程研究所

## 摘要

長形揚聲板的聲壓曲線在中音域處附近易有一聲壓落差，會影響揚聲器之表現。因此為了改善聲壓曲線之中音谷問題，本文研究利用附加對稱之均布質量負載來改變揚聲板的節線位置與振形模態，並探討附加質量對聲壓曲線的影響。利用有限單元軟體 ANSYS 分析揚聲板於簡諧激振時各節點之振幅與相角，然後將這些資料輸入由聲壓公式，以計算聲壓並繪製出聲壓曲線。實際製作並測量出複合材料揚聲器之聲壓曲線，藉比較理論與實驗結果，研究含附加點質量揚聲板之振動行為，並探討附加質量大小與位置對振形及聲壓曲線的影響，同時觀察其節線的變化和中音谷落差之關係。最後藉由最佳化設計方法找出適合之附加質量位置與大小以減緩中音谷之落差，並獲得較平滑之聲壓曲線。另依分析的結果實際製作出揚聲器並量測其聲壓曲線，結果顯示其確有較平滑的聲壓曲線表現。

# Optimization of Rectangle Flat-panel Loudspeaker Carrying Attached Masses

Student :Chien-Ju Chen

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Department of Mechanical Engineering  
National Chiao Tung University

## ABSTRACT

Long rectangular radiating plates may have a major dip in mid frequency range on the sound pressure level (SPL) curve. In general, such dip can be harmful to the sound quality of the loudspeaker. In order to improve the SPL curve, symmetrically distributed masses can be placed on the panel to change its nodal line and modal shape. Use the experimental results to study the effects of distributed masses on acoustic radiation behavior of the plate. The finite element model of the loudspeaker is constructed through the software ANSYS. Substituting the amplitudes and phase angles obtained in the finite element analysis into the equation of sound pressure, we can determine the theoretical SPL curve of the plate. It has been shown that the theoretical and experimental SPL curves are in good agreement. The effects of magnitude and locations of the masses on the changes of modal shapes and the SPL curve are investigated. Observing the relationship between mass locations and SPL curve dip, we use an optimization technique to find the appropriate locations and magnitude of the masses that can yield smoother SPL curve. An appropriate mass is determined to suppress the detrimental modes of the radiating plate while at the same time, we can make the SPL curve smoother.

## 誌謝

在短短的兩年碩士班求學生涯，充滿的許多難忘的回憶，首先要感謝指導教授金大仁博士對我在課業及研究上的細心指導與諄諄教誨，讓我培養出正確的求學態度，順利完成本篇論文，在此獻上誠摯的謝意。

感謝我的父母從小到大對我無微不至的照顧，父母及弟弟的支持與鼓勵，以及女友宇萱相互扶持成長，成為我生活上的最大精神支柱，讓我順利無憂的完成碩士班學業。還要感謝昌毅學長、于昇學長、崧任學長、宗鴻學長、欣翰學長、國真學長、聖傑學長、永立學長及魁原學長在課業、研究及生活上的種種指導與協助，以及同窗好友政霖、宏銘、志傑和捷凱的互相切磋與勉勵，使我求學過程中不感孤單，另外也要感謝學弟奕樵、致翔、秉達、恩寶在各方面的幫忙，並要感謝所有幫助過我的人，最後僅將本文獻給我的家人、師長與朋友。

建儒 2008. 于交大

# 目 錄

中文摘要.....	i
英文摘要.....	ii
致謝.....	iii
目錄.....	iv
表目錄.....	vi
圖目錄.....	vii
第一章 緒 論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 研究動機與方法.....	2
1.3 文獻回顧.....	3
第二章 揚聲板的振動分析.....	6
2.1 一階剪變形平板理論.....	6
2.2 具部份加勁之複合材料三明治板.....	7
2.2.1 位移與應變.....	8
2.2.2 應力與應變關係.....	11
2.3 複合材料板的彈性支承.....	13
2.4 應變能與動能.....	14
2.5 特徵值與特徵向量.....	15
2.6 受外力的振動系統.....	16
第三章有限元素分析模擬與聲壓計算.....	18
3.1 ANSYS 有限元素模型之建立.....	18
3.1.1 模擬元素的選擇.....	18
3.1.1 ANSYS 模型建立步驟.....	19
3.2 ANSYS 模擬分析中各參數的取得.....	22
3.2.1 材料常數的給定.....	22
3.2.2 質點元素的參數.....	22
3.2.3 彈簧元素的參數.....	22
3.2.4 激振力的給定.....	23

3.2.5 阻尼比的給定.....	23
3.3 聲壓的計算及應用.....	24
3.3.1 聲壓波動方程式.....	25
第四章 最佳化設計方法.....	29
4.1 最佳化設計.....	30
4.2 最佳化搜尋方法.....	32
4.3 廣義拉格蘭吉乘子方法.....	34
第五章 平面揚聲器之研製及實驗.....	36
5.1 平面揚聲器製作.....	36
5.1.1 揚聲板之製作.....	36
5.1.2 音圈、激振器及治具.....	36
5.1.3 彈性懸邊之製作.....	36
5.1.4 玻纖支承之製作.....	37
5.2 揚聲器之組裝.....	37
5.3 揚聲器各種實驗程序.....	38
5.3.1 阻尼量測實驗.....	38
5.3.2 聲壓量測實驗.....	39
5.3.3 阻抗量測實驗.....	39
5.3.4 單體參數量測實驗.....	40
第六章 最佳化應用之結果與討論.....	41
6.1 附加質量加重影響.....	41
6.2 附加質量位置影響.....	42
6.3 部分加勁最佳化結果.....	43
6.4 巴沙木板最佳化結果.....	44
第七章 結論與未來研究方向.....	47
7.1 結論.....	47
7.1 未來研究方向.....	48
參考文獻.....	49

## 表 目 錄

表 3-1	平面揚聲器量測參數.....	51
表 3-2	ANSYS 模擬之材料常數.....	51
表 6-1	系統一最佳化之結果.....	52
表 6-2	系統二最佳化之結果.....	52
表 6-3	系統三之一最佳化之結果.....	52
表 6-4	系統三之二最佳化之結果.....	52
表 6-5	系統四最佳化之結果.....	53





## 圖 目 錄

圖 1-1	一般傳統錐盆型揚聲器.....	54
圖 1-2	複合材料平板揚聲器.....	54
圖 1-3	揚聲器結構圖.....	55
圖 1-4	平面揚聲器之揚聲.....	55
圖 1-5	揚聲板之振形.....	56
圖 2-1	複合材料三明治板之邊界條件.....	57
圖 2-2	複合材料板座標系統.....	57
圖 2-3	複合材料板沿厚度方向之合力與合力矩.....	58
圖 2-4	積層板之幾何與層數系統.....	59
圖 2-5	複合材料板之邊界條件.....	59
圖 2-6	振動板中心之頻率響應圖.....	60
圖 2-7	Rayleigh Damping.....	60
圖 3-1	ANSYS 模擬 model.....	61
圖 3-2	平面揚聲器阻抗圖.....	61
圖 3-3	內磁式激振器剖面圖.....	62
圖 4-1	能量守恆觀點最小值示意圖.....	63
圖 4-2	最佳化設計變數 model.....	63
圖 5-1	揚聲板尺寸.....	64
圖 5-2	複合材料揚聲板製作及輔助材料疊層順序.....	64
圖 5-3	熱壓機.....	65
圖 5-4	複合材料揚聲板之加熱加壓硬化成型製程圖.....	65
圖 5-5	熱壓完成之複合材料揚聲板.....	66
圖 5-6	音圈.....	66
圖 5-7	激震器尺寸圖.....	67
圖 5-8	揚聲器製作定位所需治具.....	67
圖 5-9	經熱壓後之懸邊.....	68
圖 5-10	玻纖彈性支承.....	68

圖 5-11	組裝完成之平面揚聲器.....	69
圖 5-12	阻尼比量測實驗架設示意圖.....	69
圖 5-13	揚聲器距麥克風 1m 處量測聲壓.....	70
圖 5-14	平面揚聲器阻抗圖.....	70
圖 5-15	揚聲器參數計算.....	71
圖 6-1	揚聲板尺寸圖.....	72
圖 6-2	系統一揚聲板示意圖(mm).....	72
圖 6-3	系統一揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線.....	73
圖 6-4	三明治揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線.....	73
圖 6-5	系統一揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照.....	74
圖 6-6	中音谷發生所造成之振形模態.....	74
圖 6-7	距中心 35mm 加重示意圖.....	75
圖 6-8	系統一不同加重質量模擬聲壓曲線比較.....	75
圖 6-9	不同加重於距中心 35mm 處之揚聲板彎矩模態節線位置.....	76
圖 6-10	不同加重與板中心距離位置示意圖(mm).....	77
圖 6-11	系統一不同加重位置模擬聲壓曲線比較.....	77
圖 6-12	系統一不同加重位置中音谷落差.....	78
圖 6-13	系統一最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數.....	78
圖 6-14	系統一未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較.....	79
圖 6-15	依結果加重組裝之系統一揚聲器.....	79
圖 6-16	系統一未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較.....	80
圖 6-17	系統二揚聲板示意圖(mm).....	80
圖 6-18	系統二揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線.....	81
圖 6-19	系統二揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照.....	81
圖 6-20	系統二最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數.....	82
圖 6-21	系統二未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較.....	82

圖 6-22	依結果加重組裝之系統二揚聲器.....	83
圖 6-23	系統二未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較.....	83
圖 6-24	系統三揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線.....	84
圖 6-25	系統三揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照.....	84
圖 6-26	系統三之一最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之 設計變數.....	85
圖 6-27	系統三之一未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較.....	85
圖 6-28	依結果加重組裝之系統三揚聲器.....	86
圖 6-29	系統三之一未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較.....	86
圖 6-30	系統三之二最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之 設計變數.....	87
圖 6-31	系統三之二未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較.....	87
圖 6-32	系統三之二未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較.....	88
圖 6-33	系統三兩組最佳化結果實驗聲壓曲線比較.....	88
圖 6-34	系統四揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照.....	89
圖 6-35	系統四最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計 變數.....	89
圖 6-36	系統四未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較.....	90
圖 6-37	系統一~系統四未加重與最佳化結果節線位置比較.....	91

# 第一章 緒論

## 1-1 前言

複合材料為兩種或兩種以上的材料，利用協同加工法結合在一起，以擷取原材料的特性和優點，讓原材料能發揮本身的優異性並滿足實際需要。複合材料分纖維強化(Fiber-reinforced)、微粒強化(Particle-reinforced)兩種，其中以纖維強化的複合材料應用較廣，此種材料在纖維方向具有高勁度、高強度的特點，可以依照需求加以設計補強來達到實際要求。複合材料具有質量輕、強度高、設計多變性等優於傳統金屬的特性，目前已被廣泛地應用在航太、造船、飛彈、運動器材等對於重量較敏感以及需要有高強度需求的結構上。



近年來，許多揚聲器的揚聲板也逐漸由單一材料構成之揚聲板，改以複合材料板取代，而揚聲板之特性可說是揚聲器品質優劣的重要判斷因素之一。由於顯示器、電視、筆記型電腦等產品逐漸平面化、薄型化的影響下，許多揚聲器為因應需求而發展出有別於一般傳統錐盆型揚聲板的揚聲器(如圖 1-1)，改而搭載平面型揚聲板的揚聲器(如圖 1-2)，其中又以長形的平面揚聲器空間利用的彈性較大，如裝置於 LCD TV 的兩側。一般較常見的電磁動圈式平面揚聲器，其結構大致可分為揚聲板、懸邊、彈波、音圈及場磁鐵(如圖 1-3)。

揚聲器之功能主要在將美好的聲音再生、傳達出來。人耳之聽覺頻寬大約為 20 ~ 20k Hz、聲壓感覺範圍為 0 ~ 120 dB 之間，如果揚聲器所發出之聲壓在此頻寬下都可維持一定值、聲壓高低起伏不大，此就是一個很好之揚聲器。因此本文將探討附加質量對揚聲板聲壓表現的影響，並透過最

佳化方法找出最佳加重質量與位置，改善其頻率響應(或稱聲壓，Sound Pressure Level，SPL)，成為最主要的研究目標。

## 1-2 研究動機與方法

平面揚聲器主要是由激振器推動揚聲板，藉由揚聲板變形而推動空氣來產生聲音(如圖 1-4)。激振器推動揚聲板，使揚聲板表面元素之空氣產生速度，進而產生聲壓，由於揚聲板之變形有凹有凸(如圖 1-5)，所以產生之空氣速度亦有正有負，因此聲壓才有高低起伏的現象。而揚聲板在受激振時，亦會發生共振模態，使得揚聲板產生局部的變形，會產生不同的振幅與相位，因此揚聲板作動時不再是一個剛體運動，若當有反相位振形發生時，會減少推動空氣的體積，因而降低了聲壓，因此揚聲板之變形會對聲壓產生不良的影響。



就長形揚聲板而言，其聲壓曲線在中音域會出現一明顯之落差，稱之為中音谷。若要此揚聲器有良好的表現，我們必須將此中音谷之落差減少，讓聲壓曲線更為平滑，或是將中音谷發生頻率往高頻移，使聲壓平滑的區域增加，通常的方法為以複合材料加勁增加揚聲板的剛度，但是也會增加揚聲板的重量，使得揚聲器的感度下降，而改變揚聲板的質量矩陣也可改變揚聲板的振動模態，在結合最佳化方法找適當加重質量與位置，使中音谷的落差減小，本文即在討論具附加質量揚聲板之聲傳研究。。

本文主要的研究方法以透過 ANSYS 有限元素分析軟體建立揚聲器的模型，為了驗證模型的正確性，先實際做出複合材料揚聲板之平面揚聲器，並以 LMS 聲壓頻譜儀量測聲壓曲線。接著在 ANSYS 進行簡諧激振分析，計算出不同激振頻率下揚聲板所有節點之振幅及相位角，輸入由 Fortran 程

式所寫成的聲壓公式計算聲壓並由 LMS 繪製出聲壓曲線，將曲線與實驗結果相對照，以驗證模型的正確性。

模型正確性得到驗證後，便開始揚聲板在不同質量加重與位置的分析，討論其中因谷模態之變化，經由最佳化方法找出適當之加重質量與位置，使揚聲器激振時有較平滑的聲壓曲線。

### 1-3 文獻回顧

在分析平板理論方面，以基於古典板理論(Classical Plate Theory，簡稱 CPT)[1]的古典積層板理論(Classical Lamination Theory)對複合材料薄板來進行分析已能得到不錯的結果，但對於厚板而言，由於複合材料揚聲板之側向剪力模數(Shear modulus)比沿纖維方向的楊氏係數(Young's modulus)低很多，且在厚度上較薄板高出許多，因此容易產生側向剪變形，所以古典板理論不適合分析較厚之複合材料板。為此，Mindlin 提出了一階剪變形理論(The First-order Shear Deformation Theory，簡稱 FSDT)[2]，首先將側向剪力的影響加以考慮，但是因為假設側向剪力分布為常數，並不符合實際的情況，於是 Whitney[3、4]便提出了剪力修正因子來加以修正，此種理論比較適合用在長厚比大於 15 的結構上；之後，學者又提出了各種高階剪變形的理論，雖有提高理論值與實際狀況相比之準確性，但其計算上比較複雜許多，因此本文所使用揚聲板之分析以一階剪變形理論為主。

在研究三明治板的文獻方面，Reissner[5]推導控制方程式研究應用小變形、等向性三明治板的力學行為，文獻將面層假設為薄膜，並忽略中心層平行面層的應力。O'Connor[8]提出用有限元素法來分析三明治結構，他以平面彈性元素來構建中心層，樑元素來構建面層。Kanematsu[9]用 Ritz method 來分析矩型板的彎曲和振動。

文獻 [10~13]是介紹一般工程最佳化概念，隨著複合材料的廣泛使用與結構可靠度評估而逐漸受到重視與矚目，許多知名學者將工程最佳化運用在複合材料力學領域之相關研究。

對於聲學與聲壓計算方面，Morse[14]中推導出了聲源在空氣中傳遞之聲壓方程式，在 Takeo[15]中引用出有限元素之聲壓方程式，而 Tan[16]中討論了藉由促動器(actuator)主動控制對平板之聲場的影響。

在平板附加質量研究方面，Zhang[17]中探討分布模態揚聲器 (Distributed mode loudspeaker) 矩形平板在劃分四個區域中，找出固定附加重量與面積所需配重於四個區域之位置，以求得最佳揚聲表現。在文獻[18]中探討長型平面揚聲器在不同加勁條件下，找出附加重量之影響，結果顯示在相同的加重大小與位置的條件下，揚聲板剛性越高所需加重重量越小。Li[19]探討聲壓於空氣中與水中給予不同均佈負載面積與位置下，了解加重對自然頻率與聲壓的影響。Wong[20]對均佈載重與集中載重以及中心

載重與偏心載重對平板自然頻率改變的影響，當載重大小相等時，載重面積越小其改變自然頻率越嚴重。Kopmaz[21]對平板偏心處加予一附加質量，探討不同偏心質量大小與未加重平板對自然模態與節線的改變，而當載重超過某一重量時，會發生自然頻率順序互換的情形產生。Cha [22]以分析和數值結合方法(Analytical and numerical combined method)驗證集中質量負載對平板於自然振動頻率的影響。





## 第二章 複合材料積層板的基本原理

本章敘述複合材料平板的振動分析，其中用來計算揚聲板變形量的平板的理論有用到一階剪變形和多層一階剪變形兩種。若揚聲板為純巴沙木板，使用一階剪變形來進行分析，但揚聲板為複合材料三明治板時，其面層與夾心層間材料性質差異性很大，面層是由不同纖維方向的複合材料層板所組成，因此面層與夾心層間在同一方向的勁度會有很大的差異，所以複合材料三明治板沿整個厚度方向的位移並不如一階剪變形位移場平板理論所假設的整個板厚度為一斜率相同的直線，故將整個複合材料三明治板的每一層當作一個一階剪變形的位移場，並考慮每一層與層之間位移的連續性。

### 2-1 一階剪變形平板理論



一階剪變形理論 FSDT(The First Order Shear Deformation Theory)來作為複合材料平板分析的基礎，其基本假設如下：

- 1.板的長、寬為板的厚度的 15 倍以上。
- 2.板的截面變形後仍保持平面。
- 3.厚度仍保持不變，即 $\varepsilon_z=0$ 。
- 4.板的變形量  $u, v, w$  很小。

其位移場的假設如下：

$$u = u_0(x, y, t) + z\theta_x(x, y, t)$$

$$v = v_0(x, y, t) + z\theta_y(x, y, t)$$

$$w = w(x, y, t)$$

(2.1)

其應變場如下：

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} = u_{0,x} + z\theta_{x,x} = \varepsilon_1^0 + z\kappa_1^0 \\ \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} = v_{0,y} + z\theta_{y,y} = \varepsilon_2^0 + z\kappa_2^0 \\ \varepsilon_4 &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} = w_{,y} + \theta_y \\ \varepsilon_5 &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = w_{,x} + \theta_x \\ \varepsilon_6 &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = (u_{0,y} + v_{0,x}) + z(\theta_{x,y} + \theta_{y,x}) = \varepsilon_6^0 + z\kappa_6^0\end{aligned}\quad (2.2)$$

其中  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分別代表積層板在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向之位移量， $t$  代表時間，

$u_0$ 、 $v_0$  分別代表積層板中間面在  $x$ 、 $y$  方向上的位移，而  $\theta_x = -\frac{\partial w}{\partial x}$ 、 $\theta_y = -\frac{\partial w}{\partial y}$

是剪應變所產生之旋轉量(Shear Rotation)。

而中間面之曲率為

$$\begin{aligned}\kappa_1^0 &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \kappa_2^0 &= -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \kappa_6^0 &= -2\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}\end{aligned}$$



## 2-2 具部份加勁之複合材料三明治板

由於複合材料三明治板的面層與夾心層間材料性質差異性很大，而且面層是由不同纖維方向的複合材料層板所組成；因此，面層與夾心層間在同一方向的勁度會有很大的差異，所以複合材料三明治板沿整個厚度方向的位移並不如一階剪變形位移場平板理論所假設的整個板厚度為一斜率相同的直線，故我們將整個複合材料三明治板的每一層當作一個一階剪變形

的位移場，並考慮每一層與層之間位移的連續性(如圖 2-1)。之後將以此位移場為基礎，分析複合材料三明治板的自然頻率與模態。

### 2-2.1 位移與應變

多層一階剪變形平板理論是將複合材料三明治層板的每一層當作一個一階剪變形的平板來分析。假設層板任一層的位移場為

$$\begin{aligned}
 u^{(i)} &= u_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_x^{(i)}(x, y) \\
 v^{(i)} &= v_0^{(i)}(x, y) + z^{(i)}\phi_y^{(i)}(x, y) \\
 w^{(i)} &= w_0^{(i)}(x, y) = w^{(i)}(x, y) \\
 (i &= 1, 2, \dots, M)
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

其中， $u^{(i)}$ 、 $v^{(i)}$ 、 $w^{(i)}$  分別為任一層在平板參考座標中  $x$ 、 $y$ 、 $z$  上之位移分量，而  $u_0^{(i)}$ 、 $v_0^{(i)}$ 、 $w_0^{(i)}$  分別代表任一層之層板中間面在方向  $x$ 、 $y$ 、 $z$  上之位移量， $\phi_x^{(i)}$ 、 $\phi_y^{(i)}$  則分別代表為任一層垂直於  $x$ 、 $y$  軸之截面的旋轉量。

本文中揚聲板之三明治結構為三層，上下面層為非等向性材料，中心層為等向性材料，依據式(2.3)，並考量每一層於交界面上的位移必須連續，可得每一層的位移場為

$$\begin{aligned}
 u^{(1)} &= u_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_x^{(1)}(x, y) \\
 v^{(1)} &= v_0^{(1)}(x, y) + z^{(1)}\phi_y^{(1)}(x, y) \\
 w^{(1)} &= w^{(1)}(x, y) = w(x, y)
 \end{aligned} \tag{2.4a}$$

$$\begin{aligned}
 u^{(2)} &= u_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} = u_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_x^{(2)} + z^{(2)}\phi_x^{(2)} \\
 v^{(2)} &= v_0^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} = v_0^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} + \frac{1}{2}t^{(2)}\phi_y^{(2)} + z^{(2)}\phi_y^{(2)} \\
 w^{(2)} &= w(x, y)
 \end{aligned} \tag{2.4b}$$

$$\begin{aligned}
u^{(3)} &= u_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} = u_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_x^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_x^{(3)} + z^{(3)}\phi_x^{(3)} \\
v^{(3)} &= v_0^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} = v_0^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(1)}\phi_y^{(1)} - \frac{1}{2}t^{(3)}\phi_y^{(3)} + z^{(3)}\phi_y^{(3)} \\
w^{(3)} &= w(x, y)
\end{aligned} \tag{2.4c}$$

其中  $t^{(i)}$  為第  $i$  層厚度。

假設厚度方向應變仍保持不變  $\varepsilon_z=0$ ，應變可表示為：

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial y} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial v^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial u^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial x} \\ \frac{\partial v^{(i)}}{\partial z} + \frac{\partial w^{(i)}}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad i=1,2,3 \tag{2.5}$$

其中  $\varepsilon_x$ 、 $\varepsilon_y$  為平板參考座標中  $x$ 、 $y$  上之應變， $\varepsilon_{xy}$  為平板參考座標中  $x$ 、 $y$  上之剪應變， $\varepsilon_{yz}$  為平板參考座標中  $y$ 、 $z$  上之剪應變， $\varepsilon_{xz}$  為平板參考座標中  $x$ 、 $z$  上之剪應變。

對於層板的橫向振動(transverse vibration)問題，可假設  $u_0^{(1)}(x, y) = 0$  及  $v_0^{(1)}(x, y) = 0$ ，並將式(2.4)代入式(2.5)，可得到應變張量  $[\varepsilon]$ ：

$$[\varepsilon^{(1)}] = \left\{ \begin{array}{l} z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} \\ z^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + z^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \\ \phi_x^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(1)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.6a)$$

$$[\varepsilon^{(2)}] = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{1}{2} t^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} + \frac{1}{2} t^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} + z^{(2)} \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial y} \\ \frac{1}{2} t^{(1)} \left[ \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] + \frac{1}{2} t^{(2)} \left[ \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] + z^{(2)} \left[ \frac{\partial \phi_x^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(2)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(2)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.6b)$$

$$[\varepsilon^{(3)}] = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial x} - \frac{1}{2} t^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial x} \\ -\frac{1}{2} t^{(1)} \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial y} - \frac{1}{2} t^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} + z^{(3)} \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial y} \\ -\frac{1}{2} t^{(1)} \left[ \frac{\partial \phi_x^{(1)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(1)}}{\partial x} \right] - \frac{1}{2} t^{(3)} \left[ \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] + z^{(3)} \left[ \frac{\partial \phi_x^{(3)}}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y^{(3)}}{\partial x} \right] \\ \phi_x^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y^{(3)} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{array} \right\} \quad (2.6c)$$

## 2-2.2 應力與應變關係

考慮一個單層複合材料平板，在材料主軸方向的應力與應變關係可以表示如下：

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 0 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

下標1、2代表主軸方向，也就是各層纖維的方向，而  $Q_{ij}$  為彈性係數，定義如下：

$$Q_{11} = \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta}$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{12} + \nu_{32}\nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$Q_{13} = \frac{\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta}$$

$$Q_{22} = \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$Q_{23} = \frac{\nu_{23} + \nu_{12}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta} = \frac{\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13}}{E_1 E_3 \Delta}$$

$$Q_{33} = \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta}$$

$$Q_{44} = G_{23} \quad , \quad Q_{55} = G_{13} \quad , \quad Q_{66} = G_{12}$$

$$\Delta = \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{13}\nu_{31} - \nu_{32}\nu_{23} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}}{E_1 E_2 E_3} \quad (2.8)$$

因複合材料是由不同角度的層板疊合而成，所以必須將主軸方向的材料性質，轉換至層板的座標  $x-y$  方向，如圖2-2所示。則在材料主軸座標系的構成方程式 (Constitutive equation) 為：

$$\{\sigma\} = [\bar{Q}] \{\varepsilon\} \quad (2.9)$$

展開寫成

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{13} & \bar{Q}_{23} & \bar{Q}_{33} & 0 & 0 & \bar{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{36} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ 0 \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

$$\text{其中 } \bar{Q}_{11} = Q_{11}C^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}S^4$$

$$\bar{Q}_{12} = (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})C^2S^2 + Q_{12}(C^4 + S^4)$$

$$\bar{Q}_{13} = Q_{13}C^2 + Q_{23}S^2$$

$$\bar{Q}_{22} = Q_{11}S^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{22}C^4$$

$$\bar{Q}_{23} = Q_{23}C^2 + Q_{13}S^2$$

$$\bar{Q}_{33} = Q_{33}$$

$$\bar{Q}_{16} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})C^3S + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})CS^3$$

$$\bar{Q}_{26} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})CS^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})C^3S$$

$$\bar{Q}_{36} = (Q_{13} - Q_{23})CS$$

$$\bar{Q}_{66} = (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})C^2S^2 + Q_{66}(C^4 + S^4)$$

$$\bar{Q}_{44} = Q_{44}C^2 + Q_{55}S^2$$

$$\bar{Q}_{55} = Q_{55}C^2 + Q_{44}S^2$$

$$\bar{Q}_{45} = (Q_{55} - Q_{44})CS$$

$$C = \cos \theta_i, \quad S = \sin \theta_i \quad (2.11)$$

而主軸方向與  $x-y$  方向夾角為  $\theta$ (如圖2-1)，從整個複合材料積層板而言，必須考慮各單層板之應力沿厚度方向積分，可得複合材料積層板的合力與合力矩如，如圖2-3所示，其結果如下：

$$\begin{aligned}
 N_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (\varepsilon_j^0 + z\kappa_j^0) dz = A_{ij}\varepsilon_j^0 + B_{ij}\kappa_j^0 \\
 (Q_x, Q_y) &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} (\sigma_{xz}^n, \sigma_{yz}^n) dz \\
 M_i &= \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \sigma_i^n z dz = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (z\varepsilon_j^0 + z^2\kappa_j^0) dz = B_{ij}\varepsilon_j^0 + D_{ij}\kappa_j^0 \\
 i, j &= 1, 2, 6
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

其中  $z_n$  為第  $n$  層板之下表面至中性面的距離(如圖2-4)， $A_{ij}$ 、 $B_{ij}$ 、 $D_{ij}$  分別代表拉伸勁度矩陣(extensional stiffness matrix)、耦合勁度矩陣(Coupling stiffness matrix)、彎曲勁度矩陣(Bending stiffness matrix)：

$$(A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}) = \sum_{n=1}^N \int_{z_n}^{z_{n+1}} \bar{Q}_{ij}^n (1, z, z^2) dz \quad i, j = 1, 2, 6 \tag{2.13}$$

### 2-3 複合材料板的彈性支承

對於在平板邊界上有彈性支承的情況，可模擬成如圖2-5所示，邊界之彈性支承以橫向(Translation)及旋轉(Rotation)彈簧加以表示，而其所引起的應變能為：

$$U_T = \frac{1}{2} \int_S V_n w dS \tag{2.14}$$

$$U_R = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{2} \int_S M_n \phi^{(i)} dS \tag{2.15}$$

其中， $U_T$  為橫向彈簧所引起的應變能， $U_R$  為旋轉彈簧所引起的應變能， $S$  為彈性支承的邊界， $V_n$  為橫向力， $M_n$  為彎矩。

橫向力  $V_n$  及彎矩  $M_n$  可分別表示為：



$$V_n = K_{Ln} w \quad (2.16)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^3 K_{Rn} \phi^{(i)} \quad (2.17)$$

將式(2.16)和(2.17)代入式(2.14)及(2.15)可將應變能表示為：

$$U_T = \frac{K_{L1}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{L2}}{2} \int_0^b w^2 \Big|_{x=a} dy \\ + \frac{K_{L3}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{L4}}{2} \int_0^a w^2 \Big|_{y=b} dx \quad (2.18)$$

$$U_R = \sum_{i=1}^3 \left[ \frac{K_{R1}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=0} dy + \frac{K_{R2}}{2} \int_0^b (\phi_x^{(i)})^2 \Big|_{x=a} dy \right. \\ \left. + \frac{K_{R3}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=0} dx + \frac{K_{R4}}{2} \int_0^a (\phi_y^{(i)})^2 \Big|_{y=b} dx \right] \quad (2.19)$$

其中  $K_{Ln}$  為平板四邊的橫向剛性(Translational stiffness)， $K_{Rn}$  為平板四邊的旋轉剛性(Rotational stiffness)。



## 2-4 應變能與動能

考慮任一三明治複合材料層板，各層其應變能表示為：

$$U_p^{(i)} = \frac{1}{2} \int_{V^{(i)}} [\sigma^{(i)}]^T [\epsilon^{(i)}] dV^{(i)} ; i = 1, 2, 3 \quad (2.20)$$

應用上式與先前所討論支應力應變關係，可求得  $U_p^{(1)}$ 、 $U_p^{(2)}$  及  $U_p^{(3)}$ ，複合材料層板彎曲的應變能為：

$$U_p = \sum_{k=1}^3 U_p^{(k)} \quad (2.21)$$

總應變能  $U$  為複合材料層板彎曲的應變能( $U_p$ )與彈性支承引起的應變能( $U_T$ 、 $U_R$ )之總和。

$$U = U_p + U_T + U_R \quad (2.22)$$

每一單層板的動能  $T^{(i)}$  為：

$$T^{(i)} = \frac{\rho^{(i)}}{2} \int_{V^{(i)}} \left[ \left( \frac{\partial \mathbf{u}^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathbf{v}^{(i)}}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathbf{w}^{(i)}}{\partial t} \right)^2 \right] dV^{(i)} \quad ; i = 1, 2, 3 \quad (2.23)$$

應用上式與(2.4)式，可求得  $T^{(1)}$ 、 $T^{(2)}$  及  $T^{(3)}$ ，複合材料層板的最大動能為：

$$T = \sum_{i=1}^3 T^{(i)} \quad (2.24)$$

複合材料層板的總能量  $\Pi$  可表示為：

$$\Pi = U - T \quad (2.25)$$

## 2-5 特徵值與特徵向量

一般探討結構系統的基本模態，係假設為無阻尼狀態下的自由振動模態，其運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2.26)$$

其中， $[M]$  為質量矩陣； $[K]$  為勁度矩陣； $\{X\}$  為位移向量；而對任何線性結構系統而言(該系統之受力與變形關係為線性)，上式中之  $[M]$ 、 $[K]$  均為實數對稱(Real Symmetric)矩陣。

求解任何線性結構系統時，通常假設在結構系統中，各不同部位之振動為簡諧運動，且其振頻與相位均為相同，即

$$\{X\} = \{\Phi\} e^{i\omega t} \quad (2.27)$$

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2 \{X\} = -\lambda \{X\} \quad (2.28)$$

其中  $\{\Phi\}$  為實向量； $\omega$  為簡諧運動之角頻率； $\lambda = \omega^2$ 。

代回式(2.26)可得：

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (2.29)$$

上式中 $\{\Phi\}$ 有非零解之條件為 $[K] - \omega^2[M]$ 為奇異性(Singular)，亦即為：

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.30)$$

上式即為此系統之特徵方程式， $\omega_r$ 為系統之第 r 各自然頻率，而相對應之 $\{\Phi\}_r$ 為特徵向量，寫成矩陣型式為：

$$\begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & \omega_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}, [\Psi] = [\{\Phi\}_1 \cdots \{\Phi\}_r \cdots]$$

## 2-6 受外力的振動系統

假設此系統具有比例阻尼(Proportional Damping)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.31)$$

其中 $\alpha$ 、 $\beta$ 將以下述之 Bandwidth Method 和 Rayleigh Damping 取得：

### (一) Bandwidth Method

如圖 2-6 所示為一揚聲板中心之頻率響應圖，其中  $A_p$  為某一共振頻率相對應之振幅， $f_1$  及  $f_2$  則為曲線和  $A_p$  的  $1/\sqrt{2}$  倍位準處之交點。利用下式求得共振頻率之阻尼比：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (2-32)$$

$\xi$  為此共振頻率之阻尼比。

### (二) Rayleigh Damping

由 Bandwidth Method 得到每一共振頻率相對應之阻尼比後，可從任二組共振頻率響應得到系統阻尼比(如圖 2-7 所示)。利用下式可以求得系統  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping：

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\Omega_i} + \beta\left(\frac{\Omega_i}{2}\right) \quad (2-33)$$

$\xi_i$  : 第 i 個模態之阻尼比

$\Omega_i$  : 第 i 個模態之角自然頻率

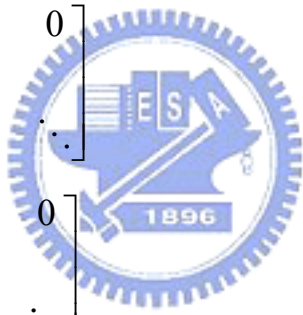
$\alpha$  : 與質量矩陣有關的阻尼比

$\beta$  : 與勁度矩陣有關的阻尼比

振動系統之運動方程式可寫為：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\}\sin\omega t \quad (2.34)$$

因為  $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$  為實對稱矩陣，所以我們將其對角化為：

$$\begin{aligned} [\Psi]^T [M] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & m_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [K] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & k_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \\ [\Psi]^T [C] [\Psi] &= \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & c_r^2 & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.35)$$


我們將  $\{X\} = [\Psi]\{x\}$  代入(2.34)式並乘上  $[\Psi]^T$  可改寫成為：

$$[m_r]\{\ddot{x}\} + [c_r]\{\dot{x}\} + [k_r]\{x\} = [\Psi]^T \{F\} \sin\omega t \quad r = 1, 2, \dots, n \quad (2.36)$$

即可求得

$$x_r = \frac{F_r}{k_r} \left( \frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r \eta)^2} + j \frac{2c_r \eta}{(1 - \eta^2)^2 + (2c_r \eta)^2} \right) \quad (2.37)$$

$$\eta = \bar{\omega} / \omega_r$$

因此，可得系統響應  $\{X\}$ ：

$$\{X\} = [\Psi]\{x\} = \sum_{r=1}^n \{\Phi\}_r x_r \quad (2.38)$$

## 第三章 有限元素分析與聲壓計算

對於振動分析而言，有限元素法的發展也趨於成熟，可將原先複雜的幾何模型分成簡單、小的計算單位，稱之為元素或單元(element)，而元素和元素間互相連結的點稱為節點(node)。根據個別元素所受的外力等影響，配合形狀函數，列出其位移及變形的方程式，再組合聯立計算原本整體的位移及變形。本文則選用有限元素軟體 ANSYS 進行簡諧激振分析，得到揚聲板上各節點的振幅及相角後，代入聲壓公式計算出各頻率下的聲壓數據，將其連成趨勢線即可得一揚聲系統的聲壓曲線。本章先是敘述整個 ANSYS 模型的建立流程與方式和實驗上分析參數的取得，並陳述 ANSYS 分析模擬揚聲器聲壓曲線時所需要的聲壓公式。



### 3-1 ANSYS 有限元素模型之建立

#### 3-1.1 模擬元素的選擇

本章在陳述 ANSYS 有限元素模擬分析揚聲器揚聲板的過程，選用符合多層一階剪變形理論的殼元素 Shell 91 來模擬揚聲板三明治加勁的區域及單層 2mm 心層未加勁的區域，音圈部分則以殼元素 Shell99 來模擬，以 mass21 元素來模擬懸邊及配重的質量效應，另外以

spring-damper14 彈簧元素模擬系統的等效支承。

### 3-1.2 ANSYS 模型建立步驟

前處理部分：

1. Preprocessor → Element type：選擇揚聲板 shell91，音圈元素 shell99，彈簧元素 spring-damper 14，附加物質量點 mass21。
2. Preprocessor → Real constant：設定元素之參數、彈簧常數、質量參數等。
3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定揚聲板、音圈之材料性質。
4. Preprocessor → Modeling：由點、線、面建立揚聲板的模型外觀。
5. Preprocessor → MeshTool：選擇各面積之元素參數、材料性質、各元素之尺寸大小，並分割元素。
6. Preprocessor → Modeling → Copy → Nodes：將必須建立彈簧的地方偏移複製，偏移之距離即為彈簧之長度。
7. Preprocessor → Modeling → Create → Elements → Auto Numbered → Thru Nodes：逐一點選以兩個節點為一組之節點來建立彈簧元素，亦可由迴圈程式輔助完成此重複性動作。
8. Preprocessor → Modeling → Create → Keypoints → on Node：逐一點選

音圈、支承部份的位置建立 Keypoints。

9. Preprocessor → MeshTool：選擇音圈、支承的元素參數。

10. Preprocessor → Coupling/Ceqn → Coincident Nodes：將音圈元素與揚聲板模型上相同位置之節點設定成具有相同的自由度，來模擬揚聲板上附加音圈的真實狀況。

前處理至此即完成，依前述步驟完成的有限元素模型示意圖如圖 3-1 所示。

模態分析部分：

11. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，自然頻率模態分析點選“Modal”。

12. Solution → Analysis Type → Analysis Options：No. of modes to extract 為要分析的模態個數。

13. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Nodes：限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

14. Solution → Solve → Current Ls：求解。

15. General Postproc → Results Summary：列出所有的自然頻率。

16. General Postproc → Read Results → By Pick：選出想看 Mode Shapes 的自然頻率。



17. General Postproc → Plot Results → Contour Plot → Nodal Solu : 再選

Nodal Solution → Z-Component of displacement , 列出 Z 方向的位移。

即可得到自然頻率及模態。

分析聲壓部分如下：

11. Solution → Analysis Type → New Analysis : 選擇分析型態，簡諧頻率

響應分析點選“Harmonic”。

12. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On

Nodes : 限制彈簧元素另一端節點的全部自由度。

13. Solution → Define Loads → Apply → Structural → Force/Moment → On

Nodes : 在位於音圈底部的節點施予 Z 方向且相角為零之推力。

14. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Damping : 輸入系統阻

尼  $\alpha$  、  $\beta$  的值。

15. Solution → Load Step Opts → Time/Frequenc → Freq and Substps : 輸入

欲分析頻率響應之頻寬。

16. Solution → Solve → Current Ls : 求解。

17. TimeHist Postpro → List Variables : 輸出揚聲板模型全部節點的振幅及

相角。

由上面簡諧激振分析可得到以下資料：

1. 節點編號 NodeNo(i) 及位置  $x(i), y(i), z(i)$



2. 第  $i$  節點在第  $j$  頻率的振幅  $\text{Amplitude}(i,j)$  及相角  $\text{phase}(i,j)$

### 3-2 ANSYS 模擬分析中各參數的取得

ANSYS 模型中質點元素、彈簧元素的各參數和模擬音圈激振的施力皆可由實驗取得。如圖 3-2 和表 3-1 為純巴沙木揚聲板揚聲器的阻抗圖和單體參數值，以下先討論參數值中的  $M_{ms}$ 、 $C_{ms}$  及  $BL$  值，其實驗過程將在第五章中作敘述。而系統的  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping 也可由阻尼量測實驗來取得。

#### 3-2.1 材料常數的給定

本文使用之具複合材料加勁揚聲板係由心層的巴沙木材料與面層的碳纖、玻纖材料組成，其各材料常數如表 3-2 所示。



#### 3-2.2 質點元素的參數

質點元素方面，音圈、支承材料質量可在組裝前直接以電子秤量測，然後將揚聲板、音圈、支承材料的所有的質量加總再和參數值中的  $M_{ms}$  值作比較和驗證，實驗中量測加總的質量和  $M_{ms}$  的值是吻合的，其中  $M_{ms}$  值是揚聲器揚聲板系統之重量，因此可以確認所有的質點元素的參數值是可以給定的。

#### 3-2.3 彈簧元素的參數

彈簧元素方面，彈簧常數的給定可由參數中的  $C_{ms}$  值計算出來。 $C_{ms}$

係指系統每牛頓施力產生的位移。由參數中  $C_{ms} = 468.899 \text{ u m/N}$ ，所以系統的等效彈簧彈性係數  $k = 1/C_{ms} = 1/468.899 \text{ u} = 2132.655 \text{ N/m}$ 。

### 3-2.4 激振力的給定

如圖 3-3 為一個圓形激振器的剖面模型。當音圈通電後會受到電磁力 (Lorentz force) 而開始作上下運動。設音圈卷幅在磁場範圍中的總長度為  $L$ ，電流為  $I$ ，音圈會受到一個垂直磁場方向與電流方向的力量  $F$ 。激振器的磁路設計，即是在音圈卷幅的放置範圍內，提供一個橫方向近似均勻的磁場。其推力的關係式如下：

$$\vec{F} = \int (\vec{I} \times \vec{B}) d\ell \quad (3.1)$$

其中  $B$  為磁通密度，單位為 T (Tesla)；電流  $I$  的單位為 A (安培)；力量  $F$  的單位為 N (牛頓)。因所需的推力方向固定，所以式(2.1)可以簡化為純量關係式：

$$F = BLI \quad (3.2)$$

$F$  即為揚聲系統的激振力，其中  $BL$  值可由量測取得，且由於線圈阻抗  $R$  為已知，而本文量測聲壓時使用標準的量測功率為一瓦，再由  $W = I^2 R$  (其中  $W$  為功率， $I$  為電流) 即可計算出  $I$  值，即確定了分析中所需的激振力  $F$ 。

### 3-2.5 阻尼比的給定

本文依照 5.3 節實驗方法取了兩個頻率來計算  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping，並藉由 Bandwidth method 來計算各激振頻率之系統阻尼比。

其中 Peak 為某一共振頻率相對應之振幅， $f_1$  及  $f_2$  為曲線和  $\frac{peak}{\sqrt{2}}$  值之交點所對應的頻率，利用下式求得共振頻率之阻尼比如下式：

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (3.3)$$

再利用 Rayleigh damping 將頻率響應實驗計算得到的系統阻尼比，利用下式求得系統的  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping：

$$\xi = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \quad (3.4)$$

觀察上式可以得知阻尼比並不是一個定值，而是會隨著頻率不同以及  $\alpha$ -damping、 $\beta$ -damping 而改變。

根據文獻[23]指出，改變  $\alpha$ -damping 對聲壓曲線造成的最大影響是  $f_0$  的部份，至於高頻部分幾乎沒什麼改變，改變  $\beta$ -damping 對低頻部分影響相當的小，高頻部分才看的出其差異，因此本文取了兩個頻率來計算  $\alpha$ -damping 和  $\beta$ -damping，取低頻區的第一個自然頻率且忽略  $\beta$ -damping 的影響來計算  $\alpha$ -damping，還有在高頻區 10KHz 之後找一個明顯的突起並忽略  $\alpha$ -damping 的影響來計算  $\beta$ -damping。

### 3-3 聲壓的計算及應用

將依上述方法建立的 ANSYS 模型做簡諧激振分析，可以得到揚聲板上各節點的座標和各頻率下各節點的振幅、相角，將以上 ANSYS 模擬得到的數據代入本節所推導的聲壓公式，即可得到揚聲板在受外力於各頻率下激振即可依此繪出聲壓曲線。

### 3-3.1 聲壓波動方程式

對平面波而言，一維波動方程式為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.5)$$

其中  $c$  為聲音之速度，在常溫  $24^\circ\text{C}$  時， $c=343\text{m/s}$ 。利用特徵曲線法(method of characteristics)可求得

$$p(x, t) = f_1(x - ct) + f_2(x + ct),$$

$f_1, f_2$  為任意函數，對於諧波聲場，可直接求解

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \tilde{p} = 0 \quad (3.6)$$

令  $k = \omega/c$ ，為波數(wave number)，可求得

$$\tilde{p}(x) = \tilde{A}e^{-ikx} + \tilde{B}e^{ikx} \quad (3.7)$$

還原成時間域的表示法

$$p(x, t) = \tilde{A}e^{i(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{i(\omega t + kx)} \quad (3.8)$$

其中  $\tilde{A}$ ， $\tilde{B}$  為未定複數，對於點聲源而言，3-D 波動方程式在球面座標(spherical coordinate)為

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \tan \theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.7)$$

因為點聲源是一個完全對稱的聲源，所以我們可以預期它所產生的聲場應該不會有方向性，所以可忽略與角度相關的項，所以式(3.7)可以簡化成

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.9)$$

其中  $r$  為點聲源距量測點的距離

上式可改寫成

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial r^2}(rp) = \frac{1}{r} \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}(rp)$$

故

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} \quad (3.10)$$

觀察(3.9)式的形式，可以發現它的形式和前面的一維波動方程式是一樣的，所以其解為

$$rp = f_1(r - ct) + f_2(r + ct)$$

所以

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) + \frac{1}{r} f_2(r + ct) \quad (3.11)$$

而一個點聲源只會發出外傳波(outgoing wave)，

$$p(r, t) = \frac{1}{r} f_1(r - ct) \quad (3.12)$$

對於簡諧球面波(harmonic spherical wave)而言

$$p(r, t) = \frac{\bar{A}}{r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.13)$$

對面積為  $\delta s$  的微小揚聲板而言，距離揚聲板  $r$  的聲壓可由 Rayleigh's first integral 計算出來，積分形式如下：

$$p(r, t) = \left( \frac{i\omega \rho_{\text{air}}}{2\pi r} \int_s \mathbf{u}_d \delta s \right) e^{[i(\omega t - kr)]} \quad (3.14)$$

對一塊揚聲板而言，聲壓

$$p(r, t) = \frac{i\omega \rho_{\text{air}}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{\mathbf{u}_d(r, t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.15)$$

設  $A_d(r, t) = A e^{i(\omega t - kr)}$

則  $\mathbf{u}_d(r, t) = i\omega A e^{i(\omega t - kr)} = i\omega A_d(r, t)$

所以

$$p(r,t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} e^{i\omega t} \int_s \frac{A_d(r,t) e^{-ikr}}{r} dS \quad (3.16)$$

$$p(r,t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i A_d(r_i,t) \times e^{i(\omega t - kr)} \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.17)$$

$$p(r,t) = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i (A_d(r_i,t) \times \cos(\omega t - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.18)$$

現在假設聲源的力是簡諧激振的模式，並且其簡諧激振響應的解採用穩態解。並考慮聲音接收處是位於垂直中心點  $r$  處，接收時間考慮使用的頻率區間，則：

$$P = \frac{-\omega^2 \rho_{air}}{2\pi} \sum_i (A(x_i, y_i) \times \cos(\theta_i - kr_i)) \frac{\Delta S}{r_i} \quad (3.19)$$

其中  $p(r,t)$  為量測點與揚聲板距離  $r$  處的聲壓， $\rho_{air}$  為空氣密度， $u_d(r,t)$  為揚聲板表面元素之速度大小， $A(x_i, y_i)$  為揚聲板表面元素之振幅大小， $\omega$  為當時之激振頻率， $\theta_i$  為板子當時之相位角， $r_i$  為量測點與揚聲板表面元素  $\Delta S$  之距離(如圖 3-5)， $k$  為波數( $\omega/c$ )， $j = \sqrt{-1}$ ，其中  $A(x_i, y_i)$ 、 $\theta_i$ 、 $r_i$  的結果可由有限元素分析軟體 ANSYS 進行簡諧激振響應分析得到。

實務上，量化聲音較常使用的尺度是分貝(decibel, dB)，其為一對數尺度(log scale)，採對數尺度主要原因是聲音的動態範圍非常之大，同時人耳對音量的感覺也是比較接近對數尺度。

聲壓位準(Sound Pressure Level)

$$SPL = 20 \log\left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}}\right) (dB) \quad (3.20)$$

$P_{rms}$  為量測點聲壓之均方根值為

$$P_{rms} = \left[ \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |p(r,t)|^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

聲壓參考值  $P_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5} \text{ pa}$ ，一般在測量聲壓的儀器看到的聲壓曲線即為  
頻率響應曲線，縱軸為分貝(dB)，橫軸為激振頻率(Hz)。



## 第四章 最佳化設計方法

最佳化設計為一種廣泛被工程界各行業所使用來協助執行工程設計工作的一種電腦輔助工程技術。在過去二十年來，最佳化設計的技術在科技先進國家中已被成功地應用在航太工業、汽車工業、機械工業、電子與電機工業、石化工業，及其他更多數不清的行業領域中，協助執行各種設計工作。最佳化設計技術也在科技先進國家所設計出的無數高品質產品中扮演不可或缺的角色。另外，尤其是有些領域上的問題是沒有解析解的，或是問題同時有太多的考量因素與條件時，都可以將這些棘手的問題轉換變成數學模式的最佳化問題，再藉由電腦的計算和模擬，而獲得解答。本文正是要應用最佳化方法，找出長型平面揚聲板附加重量與位置，以減低中音谷落差並使整體聲壓更為平滑，使揚聲品質更加悅耳之目的，在文中將簡明地敘述這個方法及最佳化演算法的基本概念。

傳統有關求解最佳化模型的數值方法，可以沒有限制條件和有限制條件來區分。首先考慮「沒有限制條件」：(一) 單變數函數最小值搜尋，這是多變數目標函數最小值演算法的基礎，而其方法有解析解方法求函數一次微分為零的解；若一次微分很難求得、不存在或不連續時，應用數值迭代方式直接求解的零次方法，如二分法的「費邦那西搜尋」(Fibonacci Search)、「黃金分割搜尋」(Golden Section Search) 和割線法 (Secant



Method)；或使用二次方法的多項式近似法之「牛頓法」等。(二) 多變數函數最小值搜尋，其方法有「零次方法」的隨機搜尋法、前面提到的「費邦那西搜尋」、「黃金分割搜尋」；或使用一次、二次之直線搜尋 (Line Search) 法，如「準牛頓法」(Qusi-Netwoon Method)、「牛頓法」(Netwoon Method)。接下來則是考慮「有限制條件」：(一) 單變數函數最小值搜尋，其方法有直接搜尋法 (多項式近似法、費邦那西搜尋法與黃金分割搜尋法)；或懲罰函數 (Penalty Function) 法配合循序無限制 (Sequential Unconstrained) 條件最小化技巧，將問題轉換為無限制條件最佳化問題。(二) 多變數函數最小值搜尋，其方法有「直接搜尋法」的可行方向法、梯度投影法；應用「懲罰函數法配合循序無限制條件最小化技巧」將原先的有限制條件的非線性問題，轉換成一系列的無限制條件最佳化問題；線性規畫法 (Linear Programing, LP)；或是循序線性規畫法 (Sequential Linear Programing, SLP) 與循序非線性規畫法 (SNLP) 等。

#### 4.1 最佳化設計

在工程設計上，整個設計的流程其實很自然的包含了迴圈形式的迭代過程。設計者經由不斷地深入了解問題，思考解決方法、而產生了各種新的方案，再藉由不斷的試驗評估其可行性，最後在有限的時間和資源條件限制下，找出一個最好的解決方案，而這其實就正是最佳化設計的流程。

最佳化設計乃是尋找一組變數  $x$ ，而  $x \in X \subset R^n$ ，使得在受某些限制條件下或在不受限制條件的系統模式（目標函數） $F(x)$  能夠達到最佳性能（目標函數之最大值或最小值）。最佳化設計的程序，是先經由有系統的整理相關領域知識後，再將實際問題建立成正確的最佳化數學模型，再以數值方法求解最佳的解，數值方法概以沿著搜尋軌跡做反覆迭代來改變設計變數的值以達到目標函數之最佳解。而最佳化設計其數學標準形式描述如下：

$$\text{Minimize } F(x) = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

$$\text{s.t. } h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 ; j = 1, 2, \dots, p$$

$$g_k(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0 ; k = 1, 2, \dots, m \quad (4.1)$$

$$x_{il} \leq x_i \leq x_{iu} ; i = 1, 2, \dots, n$$

其中  $n$ 、 $p$  和  $m$  分別為設計變數、等式限制條件及不等式限制條件之數目， $x_{il}$  和  $x_{iu}$  則為設計變數之合理上、下限制容許值（Lower Bound and Upper Bound）。

因此，將應用廣義拉格蘭吉乘子法（Augmented Lagrange Multiplier Method）將原始受限制條件問題先轉變成無限制條件的問題進行最佳化運算。此演算法是基於運動質點在保守力場中能量守恆觀點，在無限制條件下的目標函數  $F(x)$ （即位能值），應用隨機起始點搜尋最小位能（如圖 4.1 所示）。

本文所研究最佳附加質量位置，則將附加質量與距揚聲板加重距離為設計變數(如圖 4-2)。為了使聲壓曲線趨近於平滑，將目標函數定為各頻率與平均聲壓相減平方和之最小值，其最佳化設計之數學形式描述如下：

$$\text{Minimize } e(x) = \left[ \frac{P_i - P_{avg}}{P_{avg}} \right]^2 ; i = 1, \dots, 6 \quad (4.2)$$

$$\text{Subject to } x_j^L \leq x_j \leq x_j^U ; j = 1, 2 \quad (4.3)$$

(4.2)式為最佳化之目標函數

其中  $P_i$  為各抓取頻率之聲壓、 $P_{avg}$  為抓取頻率之平均聲壓，(4.3)式  $x_1$ 、 $x_2$  為附加質量設計中質量與加重位置的設計變數，因為空間限制與考慮聲壓感度的維持， $x_j^L, x_j^U$  為設計變數的上下限，分別設定如下：

$x_1^L = 0.01g$  為加重質量之下界

$x_1^U = 0.5g$  為加重質量之上界

$x_2^L = 28mm$  為距中心加重位置之下界

$x_2^U = 46mm$  為距中心加重位置之上界

## 4.2 最佳化搜尋方法

由隨機起始點之方式，找出初始值  $x$ ，而  $x \in X \subset R^n$ ，使用搜尋軌跡方式是基於單位質量的質點在  $n$  維保守力場中的運動方程式及初始條件而來，如下所示：

$$\ddot{x}(t) = -\nabla F(x(t))$$

$$x(0) = x_0 \quad ; \quad \dot{x}(0) = 0 \quad (4.4)$$

然後以能量守恆的觀念來計算出目標函數值，其中  $F(x(t))$  為質點位能，也是計算中的目標函數（如圖 4-1 所示）， $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$  分別表示質點  $n$  維空間上的速度與加速度。

將(4.4)式乘以  $\dot{x}(t)$ ，可以得到

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \|\dot{x}(t)\|^2 \right) = -\nabla F^T(x(t)) \dot{x}(t) \quad (4.5)$$

再將(4.5)式對時間  $t$  做積分，範圍從 0 到  $t$ ，便可得到能量守恆關係式。如

下列式子所示：

$$\frac{1}{2} \|\dot{x}(t)\|^2 + F(x(t)) = \frac{1}{2} \|\dot{x}(0)\|^2 + F(x(0)) = F(x_0) \quad (4.6)$$

下列以三個條件來判別質點行進方向或停止搜尋：

(1) 當條件式  $-\nabla F^T \dot{x} > 0$  成立時：

當質點的加速度與速度分量乘積合為正時，可視為加速度與速度是同方向，表示質點將沿著搜尋軌跡下降最快的方向移動。此時位能減少，則動能持續增加，而目標函數值將會降低，質點行進方向以迭代法來改變，所以  $x$  值經過  $k$  次迭代後的改變值如下：

$$x_{k+1} = x_k + \dot{x}_k \Delta t$$

$$\dot{x}_{k+1} = \dot{x}_k - \nabla F(x_{k+1}) \Delta t \quad (4.7)$$

其中； $x_0$ ， $\dot{x}_0$  及時間步階  $\Delta t$  皆已給定。所以由上式亦可滿足近似之能量守

恆關係：

$$\frac{1}{2}\|\dot{x}_{k+1}\|^2 + F(x_{k+1}) = \frac{1}{2}\|\dot{x}_k\|^2 + F(x_k) + \frac{1}{2}\|\nabla F(x_{k+1})\|^2 (\Delta t)^2 - \frac{1}{2}(\Delta x_k)^T H(\tilde{x})\Delta x_k \quad (4.8)$$

其中； $H(\tilde{x})$  為黑森矩陣 (Hessian Matrix)。

$$\tilde{x} \approx x_{k+1} - \Delta x_k r \quad (0 \leq r \leq 1) \quad (4.9)$$

(2) 若條件式  $-\nabla F^T \dot{x} < 0$  成立時：

表示質點的加速度與速度是反方向，此時表示質點位能增加，則動能減少，所以質點軌跡移動的方向應往相反方向搜尋。

(3) 臨界點的判斷：

若以  $F_t$  當做在此搜尋軌跡中所找到的最低位能，且目標函數滿足下列兩個條件之一時，就得終止搜尋軌跡，並將此軌跡當做區域最小值的變數值。其目標函數滿足的兩個條件之一如下：

$$F(x(t)) - F_t > \alpha(F(x_0) - F_t)$$
$$T = \frac{1}{2}|\dot{x}_{k+1}|^2 < (1 - \alpha)(F(x_0) - F_t) \quad (4.10)$$

其中  $\alpha$  為給定之參數值，而在本文中  $\alpha$  值為 0.95。

### 4.3 廣義拉格蘭吉乘子方法

廣義拉格蘭吉乘子法 (Augmented Lagrange Multiplier Method) (簡稱 A. L. M.) [11] 其主要的目的是要將原始問題中的等式及不等式的限制條件

先加上放鬆變數，再與等式限制條件，各別乘上一個拉格蘭吉乘子，加入原始的目標函數中，如此原始具限制條件的目標函數  $F(x)$ ，將變成無限制條件的新目標函數  $\bar{\Psi}(x, \underline{\mu}, \underline{\eta}, \gamma_p)$ 。



## 第五章 平面揚聲器製作與實驗

### 5.1 平面揚聲器製作

#### 5.1.1 揚聲板之製作

- (1) 首先由冷凍庫中取出複合材料預浸材，並在室溫下靜置 12~14 小時。
- (2) 依需要裁出所需要的巴桑木的尺寸，本文探討的揚聲器揚聲板尺寸皆為長度 97mm、寬度 20.8mm、厚度 2mm 形狀(如圖 5-1)。
- (3) 在鐵板上依序放置輔助材及複合材料與巴沙木(如圖 5-2)，並抽真空，再將鐵板送上熱壓機(如圖 5-3)，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(如圖 5-4)來控制揚聲板成型條件。
- (4) 等時間一到，關掉熱壓機的溫度，使揚聲板在室溫下自然冷卻，待冷卻到室溫時，再將揚聲板取出，即製作完成(如圖 5-5)。

#### 5.1.2 音圈、激振器及治具

音圈部份為設計好各尺寸高度後委託廠商製作，如圖 5-6。激震器部分亦為設計好各尺寸高度，委託廠商製作各零件，再以 AB 膠黏好成型後充磁，本文所使用到的激震器尺寸如圖 5-7 所示。框架及組裝過程所需之治具(如圖 5-8)則是利用 CAD 軟體繪製後委託 CNC 加工廠製作。

#### 5.1.3 彈性懸邊之製作

懸邊採用含膠絹布熱壓而成，含膠絹布特性為受熱壓製即能改其形狀並且膠能保有其氣密性，製作步驟如下：

- (1) 首先剪裁一片適當大小的含膠絹布。
- (2) 將其含膠絹布放置在鋁製模具上，再將模具送上熱壓機，以攝氏 150 度及 350psi 熱壓 5 分鐘。
- (3) 熱壓完成後，使其在冰箱內即速冷卻，待溫度到達室溫後，再將懸邊取出後(圖 5-9)裁剪即完成。

#### 5.1.4 玻纖支承之製作

以玻纖預浸材配合 PC 膜製作彈性支承，其製作過程如下：

- (1) 製作前先從冷凍庫中取出玻纖預浸材，並在室溫下回溫 12~14 小時。
- (2) 將預浸材依需要角度和大小剪裁。
- (3) 將剪裁好的預浸材上下兩面各加一層 PC 膜。
- (4) 在模具塗上脫模劑後放置上述待熱壓物，再將模具送上熱壓機，依加溫時間-溫度關係及溫度-壓力關係(圖 5-4)來控制玻纖支承成型條件。
- (5) 熱壓完成後，使其在室溫下自然冷卻，待溫度到達室溫後，再將玻纖支承片取出。
- (6) 將玻纖支承片依所需寬度切好，即完成彈性支承(圖 5-10)。

#### 5.2 平面揚聲器之組裝

- (1) 將揚聲版與外框固定於治具中，將波浪形支承黏著於揚聲板與外框。
- (2) 懸邊固定於懸邊治具黏著揚聲板與外框。
- (3) 以音圈治具將音圈黏於揚聲板上，等待粘著劑乾燥固定。
- (4) 置入激震器於外框上，即完成揚聲器製作(如圖 5-11)。



## 5-3 揚聲器各項實驗程序

### 5-3.1 阻尼量測實驗

本實驗使用 B&K 的 PULSE 頻譜分析儀和雷射測速儀進行揚聲板之頻率-響應量測，並藉由 Bandwidth Method 來計算各激振頻率之系統阻尼比。

#### (一) 基本設備

- (1) PULSE 信號收集及處理器
- (2) PULSE 軟體
- (3) Polytec OFV350 雷射測速儀
- (4) Polytec OFV2500 測速儀控制器
- (5) 個人電腦
- (6) 組裝好之平面揚聲器

將儀器如圖 5-12 所示架設。



#### (二) 實驗程序

- (1) 將待測之平面揚聲器放置在一固定台上。
- (2) 啟動 PULSE 程式，設定好量測頻寬、解析度、激發方式、訊號模擬方法等。
- (3) 先將 OFV2500 控制器接上 OFV350 雷射測速儀對平面揚聲器進行對焦，盡量使控制器接受訊號強度達到最大，再將 PULSE 訊號分析儀之訊號(輸出電壓)經電纜線接到激振器上。
- (4) 驅動激振器，並將傳回的訊號分析處理，由於所傳回之訊號為揚聲板之速度，需要將訊號對時間做一次積分以便得到揚聲板的位移響應。
- (5) 利用 Bandwidth Method 處理揚聲板之位移響應，以得到某自然頻率之阻尼比。

### 5-3.2 聲壓量測實驗

聲壓量測以 LINEARX 公司出的 LMS 聲壓測試系統。

設備介紹如下：

- (1) LMS 聲壓測試系統(內含寬頻雜訊產生器、聲壓頻譜分析)
- (2) 桌上型電腦
- (3) 訊號放大器(Amplifier)
- (4) 麥克風

將揚聲器如圖 5-13 所示架設於障板上。

量測步驟如下：

- (1) 將揚聲器架設妥當。
- (2) 軟體內部校正及外部校正，並將環境設定完成(如：測試頻寬、測試速度、解析度)。
- (3) 麥克風放置在離揚聲器中心一公尺外之同一高度腳架上。
- (4) 待一切準備就緒，啟動電腦發出訊號，由麥克風接收聲壓訊號，傳回電腦。
- (5) 將曲線平滑處理，平滑的參數是 1/3(Octave Width to Smooth By 0.3333)，即可得出頻率響應之聲壓曲線圖。

### 5-3.3 阻抗量測實驗

同上使用 LMS 系統，經過校正後，可量測出揚聲器系統的阻抗圖，圖中阻抗曲線第一個突起的頂峰頻率就是整個揚聲器系統的第一個自然頻率  $f_0$ 。

### 5-3.4 單體參數量測實驗

同阻抗量測試驗，量測出第一條同上未加質量時的阻抗曲線，再附加額外的質量黏在板子中央處，所附加的質量要讓附加質量後量測出的阻抗曲線的第一個突起頂峰頻率較第一條阻抗曲線的第一個突起頂峰的頻率值減少 20%~50%才可計算出準確的參數值，一般來說所附加的質量接近揚聲板的質量即可在此範圍內。

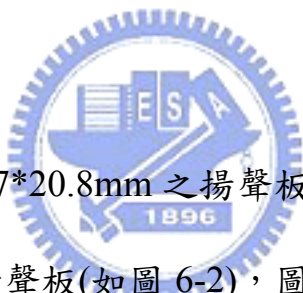
量測出兩條阻抗曲線後(如圖 5-14)，在 LMS 程式之揚聲器參數計算之視窗(如圖 5-15)選取未加附加質量以及有附加質量之阻抗曲線，輸入音圈阻抗、揚聲板的面積和附加的質量即可計算出所要的參數。



## 第六章 最佳化應用之結果與討論

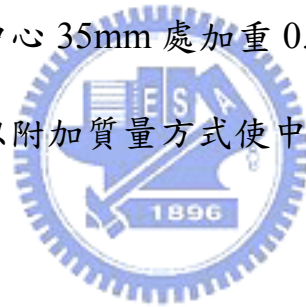
聲壓曲線低落最主要是揚聲板的變形，若想要改善其中音谷情形則必須改變其揚聲板模態，使其產生正負相位抵銷之面積減少或是位移量降低。文獻[18]得知長型平面揚聲板做附加值量討論其對聲壓之影響，改變系統之質量矩陣也可達到改變系統模態之功能。本文以附加質量與加重位置為兩個設計變數，藉由最佳化方法以求得出結果，使其聲壓曲線有著平滑的表現。

### 6.1 附加質量加重影響



本文以一既定尺寸 97\*20.8mm 之揚聲板(如圖 6-1)，選擇一碳纖和玻纖部份加勁結構的系統一揚聲板(如圖 6-2)，圖 6-3 為系統一實際製作揚聲板於未加附加質量之實驗聲壓曲線。其中，明顯的看出在聲壓頻率 1589Hz 處有著 13.728dB 之中音谷落差，其系統一揚聲板聲壓曲線優點是相較於碳纖三明治板聲壓曲線(如圖 6-4)維持相當的中音谷落差大小但具有較高的聲壓感度，為一個未加重的有效加勁之揚聲板，圖 6-5 為 ANSYS 模擬系統一揚聲板未加重之理論聲壓曲線與實驗聲壓曲線之對照，在分析曲線於 1200Hz 附近有著一中音谷聲壓落差，對照激振模態為揚聲板形成中間凹下兩側凸起的振形(如圖 6-6)，為一彎矩振形模態(bending mode)。考量不同加重影響，建立 ANSYS 模型，以 4\*4mm 的矩形均佈加重區域在距離揚聲板中心

35mm 處(如圖 6-7)，附加質量每一側為 0.2g~0.35g 以每 0.05g 為加重單位，並以 Mass21 元素進行模擬配重。所得分析結果其頻率於 500Hz~2000Hz 之聲壓曲線如圖 6-8 所示，並列出發生中音谷模態的彎矩振形之節線如圖 6-9。從節線觀察出，當加重後相較於未加重之節線，其節線位置隨重量越大越向外側移動，表示發生彎矩模態時，加重之揚聲板模態發生正負相位相消情形減少，使得揚聲板推動空氣的量增多，得到減少中音谷落差的效果。當加重 0.2g、0.25g 和 0.3g，中音谷落差為其正值，而當加重 0.35g 時中音谷落差卻為負值，可以得知加重重量並不是越多越好，而是加重有一臨界值，所以在距板子中心 35mm 處加重 0.3g~0.35g 間必有一值可使中音谷落差為極小。因此，以附加質量方式使中音谷落差減小為一種可行的方法。



## 6.2 附加質量位置影響

經以上討論可知，對揚聲板附加質量可以使聲壓曲線中的中音谷落差減緩，因此，再進一步的討論何種附加質量位置是為適當的，首先在揚聲板上區分出對稱的七個區域，如圖 6-10 所示，以 4\*4mm 的加重區域加於 P1~P7 分別在距板中心 13~43mm 處，以 5mm 為加重距離間格。並開始建立 ANSYS 模型，在此先選系統一揚聲板，附加質量每一側為 0.25g，分別在此七個對稱區域以 Mass21 元素模擬等效配重。所得分析結果於 500Hz

~2000Hz 聲壓曲線為圖 6-11，並將中音谷落差製於圖 6-12，可以發現當加重 0.25g 於 P1~P3 位置時會使中音谷落差較未加重之中音谷落差更為劇烈，而加重位置大於 P4 位置後中音谷落差才開始低於揚聲板未加重之中音谷落差。從 P4~P7 加重位置可以看出，在相同的加重質量條件下，加重位置離板中心越遠處，其中音谷落差越低，甚至開始出現反向的中音谷情形產生。

### 6.3 部分加勁最佳化結果

將系統一揚聲器經由第四章揚聲板最佳化運用，將最佳化收斂過程繪製於圖 6-13，找出每次軌跡搜尋的最低位能之目標函數，當在完成第四組搜尋時，滿足了目標函數小於 $1 \times 10^{-8}$ 的條件即視為收斂並停止搜尋，則可得到最佳值  $\bar{F}(x)$  及對應之最佳設計變數  $x$ 。應用最佳程式去設計加重質量與位置結果的設計變數之數值(如表 6-1)，將其匯入 ANSYS 可得聲壓曲線圖(如圖 6-14)。將最佳化得知重量與位置依照 5-2 節之方法組裝而成(如圖 6-15)，使用 LMS 量測聲壓曲線(如圖 6-16)，結果可得一平滑曲線並縮小其原先未加重之中音谷落差，驗證最佳化應用之可行性。

同樣的，為了減輕揚聲板系統之質量以提升聲壓感度，移除系統一的碳纖維加勁，以玻纖部分加勁結構系統二揚聲板(如圖 6-17)，其未加重聲壓曲線(如圖 6-18)，在頻率 1317Hz 附近有著 18.18dB 的中音谷落差產生，圖

6-19 為 ANSYS 模擬系統二未加重之分析與實驗對照。利用最佳化方法得其收斂結果製於圖 6-20，找出每次搜尋軌跡最低位能之目標函數，當在完成第四組搜尋時，滿足了目標函數小於 $1*10^{-8}$ 的條件即視為收斂，則可得到最佳化值  $\bar{F}(x)$  及對應之最佳設計變數  $x$ 。相同的，將其結果的設計變數之數值(如表 6-2)，將其匯入 ANSYS 得聲壓曲線圖(如圖 6-21)，並組裝揚聲器(如圖 6-22)，使用 LMS 量測聲壓曲線(如圖 6-23)，即驗證系統二之最佳化結果。

#### 6.4 巴沙木與碳纖三明治板最佳化結果

前述為有效部份加勁揚聲板之分析，為了使揚聲板感度再為提升，因巴沙木板具有質量輕、聲壓感度高之優點，以無加勁結構的巴沙木板做為系統三之揚聲板。先觀察無加重之巴沙木揚聲板的聲壓曲線(如圖 6-24) 於頻率 1119Hz 處有著明顯之中音谷，其音谷落差相較其他系統更大且發生頻率較低，圖 6-25 為 ANSYS 模擬系統三未加重之分析與實驗對照。利用最佳化方法分析收斂結果製於圖 6-26，找出每次搜尋軌跡最低位能之目標函數，當在完成第三組搜尋時，滿足了目標函數小於 $1*10^{-8}$ 的條件即視為收斂，則可得到最佳化值  $\bar{F}(x)$  及對應之最佳設計變數  $x$ ，將所對應之設計變數結果(如表 6-3)匯入 ANSYS 得聲壓曲線圖(如圖 6-27)。組裝系統三之揚聲器(如圖 6-28)，並使用 LMS 量測聲壓曲線(如圖 6-29)，其中在原本中音谷處落差有明顯縮小，但在頻率 2725Hz 卻出現另一個 9.255dB 音谷落差。由以

上分析結果，目標函數最小值所得到之聲壓曲線並不一定會是最平滑之聲壓曲線，會產生這樣的差異可能原因為抓取的頻率數目不夠多，或是抓取頻率之聲壓值恰好與平均聲壓接近，要改善這樣的差異，可藉由增加抓取頻率之數目來使誤差減小。

因此，便將最佳化抓取頻率增加 2000Hz 處，試著使整體聲壓更趨於平滑，最佳化分析得目標函數收斂結果製於圖(如圖 6-30)，找出每次搜尋軌跡最低位能之目標函數，當在完成第四組搜尋時，滿足了誤差函數小於 $1*10^{-8}$ 的條件即視為收斂，則可得到最佳化值  $\bar{F}(x)$  及對應之最佳設計變數  $x$ ，並將所對應之設計變數(如表 6-4)匯入 ANSYS 得聲壓曲線圖(如圖 6-31)，使用 LMS 量測實際揚聲器聲壓曲線如圖 6-32 所示，在和系統三之一比較如圖 6-33 原在 2000Hz~2700Hz 之音谷有減小趨勢，其聲壓曲線比較更為平滑，但由於加重較高也讓低頻感度較為下降。藉由增加頻率之數目可使誤差減小，可以獲得更平滑之聲壓曲線，但同時會使整體運算時間加長，效率便因此變差。

碳纖三明治具有剛性高之特性，中音谷落差較小且發生頻率較高，其未加重聲壓曲線如圖 6-4 所示，以碳纖三明治做為系統四揚聲板，圖 6-34 為 ANSYS 模擬系統四未加重之分析與實驗對照。利用最佳化方法得其收斂結果製於圖 6-35，找出每次搜尋軌跡最低位能之目標函數，當在完成第四



組搜尋時，滿足了目標函數小於 $1*10^{-8}$ 的條件即視為收斂，則可得到最佳化值 $\bar{F}(x)$ 及對應之最佳設計變數 $x$ 。相同的，將其結果的設計變數之數值(如表 6-5)，實際組裝揚聲器，使用 LMS 量測聲壓曲線(如圖 6-36)，即驗證系統四之最佳化結果。

觀察上述之結果，透過最佳化方法可達到中音谷平滑的聲壓曲線，利用質量加重可以改變揚聲板之振形模態與節線位置如圖 6-37 所示，當給予附加質量後，節線位置會向外側移動，使其揚聲板在正負相位相消量增多，以推動更多的空氣量，達到降低中音谷的落差之效果。綜合系統一~系統四聲壓曲線圖，可以得知巴沙木揚聲板附加質量之聲壓曲線具有質量輕、聲壓感度高的優點，而加勁揚聲板附加質量之聲壓曲線較巴沙木揚聲板加質量之聲壓曲線更來的平滑。

## 第七章 結論與未來研究方向

### 7-1 結論

對長形平面揚聲器而言，平面揚聲板聲壓曲線於中音域處，易形成了一個深谷，稱之為中音谷，主要揚聲板變形為延長軸發生彎矩模態，因此聲壓降低造成一的深谷的現象，也是中音谷的形成。對於中音谷落差的改善方面，藉由傳統整面三明治結構的加勁方式對於中音谷落差的改善有限，且造成對整體揚聲板系統所附加的質量太大，導致整體聲壓感度下降，因此改以部份加勁方式，只加局部區域而不是加勁整面巴沙木板，如系統一和系統二揚聲板，配合適當之附加重量與位置達到降低中音谷的落差。

針對系統一在某特定位置附加不同加重質量，中音谷落差會隨著加重重量而逐漸減小，當加重超過臨界值時，便開始產生反相之中音谷形成，並非加越重可使中音谷之落差越小，觀察其不同加重時中音谷之模態節線變化，當給予加重時，其節線位置會隨著重量越重而向板外側移動，表示發生彎矩模態時，加重之揚聲板模態發生正負相位相消情形減少，使得揚聲板推動空氣的量增多，得到減少中音谷落差的效果。對系統一在加予特定重量於不同位置時，當加重於距板中心 0.13mm~0.23mm 位置時，中音谷落差隨著靠近音圈處而增大，並且落差程度大於未加重揚聲板的中音谷落差，當加重位置大於距板中心 28mm 處音谷落差開始小於未加重之揚聲板

中音谷。綜合上述，當加重位置越遠離音圈時，其中音谷落差會趨於平緩，且所需加重重量也越小。

利用最佳化方法，可以有效率的找到設定之目標函數，本文針對整體的聲壓曲線之平滑找出適當的加重位置與加重質量，並與實驗做比較，以得到較平滑之聲壓表現。

## 7-2 未來研究方向

在附加質量的最佳化設計方面，本文以固定加重面積和加重數量作為加重設計變數的限制，將來可再將加重的面積大小、形狀及數量的變化考慮進去，找出更輕量的加重方法，以得到平滑聲壓曲線中能更為提高聲壓之感度。

本文實作是以質量較輕之玻纖彈性支承揚聲器作為懸吊系統，去找出揚聲板附加重量最佳之位置配置與配重重量，用鐵片黏貼方式加重於揚聲板上，而黏貼鐵片於內側要考慮是否會與玻纖彈性支承相互干擾，將來可考慮一個具有較多質量之彈性支承取代加重的鐵片於特定位置上，配合最佳化分析找出揚聲板所適合的加勁方式，以達到平滑聲壓之效果。

## 參考文獻

1. Reddy, J. N. , Energy and Variational Methods in Applied Mechanics, Junuthula Narasimha, 1945.
2. Mindlin, R. D. , Influence of Rotatory Inertia and Shear Deformation on Flexural Motion of Isotropic, Elastic Plates, J. Applied Mechanics, Vol. 18, pp. 33-38, 1951.
3. Whitney, J. M. , Shear Correction Factor Laminates Under Static Load, J. Applied Mechanics, Vol. 40, pp.302-304, 1973.
4. Whitney, J. M. , Stress Analysis of Thick Laminated Composite and Sandwich Plates, J. Applied Mechanics, Vol. 40, pp.302-304, 1973.
5. Reissner, E. , Finite deflection of sandwich plates J. Aeronaut. Sci., 435-440, 1948.
6. Liaw, B. D. and Little, R. W. , Theory of bending multiplayer sandwich plates, AIAA J., Vol. 5, pp301-304, 1967.
7. Azar, J. J. , Bending theory of multiplayer orthotropic sandwich plates, AIAA J., Vol. 6, pp2166-2169, 1968.
8. O'Connor, D. J. , A finite element package for the analysis of sandwich construction, Compos. Struct., Vol. 8, pp143-161, 1987.
9. Kanematsu, H. H., Hirano, Y. and Iyama, H. , Bending and vibration of CFRP-faced rectangular sandwich plates, Compos. Struct., Vol. 10, pp145-163, 1988.
10. Aora, J. S. , Introduction to Optimum Design , McGraw-Hill Inc. , 1989.
11. Vandperplaats, G. N. , Numerical Optimization Techniques for Engineering Design : with Application , McGraw-Hill Inc , 1993.
12. Snyman, J. A. and Fatti, L. P. , A Multi-Start Global Minimization Algorithm with Dynamic Search Trajectories , J. Optimization Theory and Applications , Vol.54 , pp. 121-141 , 1987.

- 13.徐業良，工程最佳化設計，國立編譯館，1995。
- 14.Morse, P. M. and Ingrad, K. U. , Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, NY, 1968, rpt. Princeton University Press, NJ, pp.375-379, 1986.
- 15.Shindo, T. , Yashima, O. and Suzuki, H. , Effect of Voice- Coil and Surround on Vibration and Sound Pressure Response of Loudspeaker Cones, Journal of the Audio Engineering Society, Vol. 28 , No. 1, pp. 31-51, 1997.
- 16.Tan, C. C. and Hird, C. I. , Active Control of the Sound Field of a Constrained Panel by an Electromagnetic Actuator-an Experimental Study, Applied Acoustics, Vol. 52, pp.31-51, 1997.
- 17.Zhang, S., Shen, Y., Shen, X. and Zhou, J. , Model Optimization of Distributed-Mode Loudspeaker Using Attached Masses, Journal of the Audio Engineering Society, Vol. 54, pp.295-305, 2006.
- 18.徐國真，具附加點質量長形平面揚聲器之研製，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2007。
19. Li, S. and Li, X. ,The effects of distributed masses on acoustic radiation behavior of plates, Applied Acoustics, Vol. 69, pp.272-279, 2008.
20. Wong, W. O. ,The Effect of Distributed Mass Loading on Plate Vibration Behavior, Journal of Sound and Vibration, Vol. 252, pp.577-583, 2002.
- 21.Kopmaz, O. and Telli, S. ,Free vibrations of a Rectangular Plate Carrying a Distributed Mass, Journal of Sound and Vibration, Vol. 251, pp.39-57, 2002.
- 22.Cha, P. D. ,Free vibrations of a Rectangular Plate Carrying a Concentrated Mass, Journal of Sound and Vibration, Vol. 207, pp.593-596, 1997.
- 23.陳建勳，揚聲平板之最佳設計參數研究，國立交通大學機械工程研究所碩士論文，新竹市，2006。

表 3-1 平面揚聲器量測參數

Revc	4.000 Ohm
Fo	195.809 Hz
Sd	1.924m M
Krm	3.698u Ohm
Erm	1.219
Kxm	928.940u H
Exm	0.753
Vas	246.478u M
Cms	468.899u M/N
Mmd	1.360m Kg
Mms	1.409 g
BL	1.899 T
Qms	6.55
Qes	1.924
Qts	1.487
No	0.09%
SPLo	81.704 dB

表 3-2 ANSYS 模擬之材料常數

	E1(GPa)	E2(GPa)	G12(GPa)	v12	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )
Graphite/epoxy	146.5	9.223	6.8355	0.306	1525
Glass/epoxy	38.6	8.27	4.14	0.26	1700
Balsa wood	3.7	0.055	0.05	0.02	1300

表 6-1 系統一最佳化之結果

	結果值	調整值
d	36.7142	37
m	0.271385	0.27

表 6-2 系統二最佳化之結果

	結果值	調整值
d	39.1954	39
m	0.248005	0.25

表 6-3 系統三之一最佳化之結果

	結果值	調整值
d	40.3976	40
m	0.25346	0.25

表 6-4 系統三之二最佳化之結果

	結果值	調整值
d	35.0765	35
m	0.396495	0.4

表 6-5 系統四最佳化之結果

	結果值	調整值
d	37.1683	37
m	0.25112	0.25







圖 1-1 一般傳統錐盆型揚聲器



圖 1-2 複合材料平板揚聲器

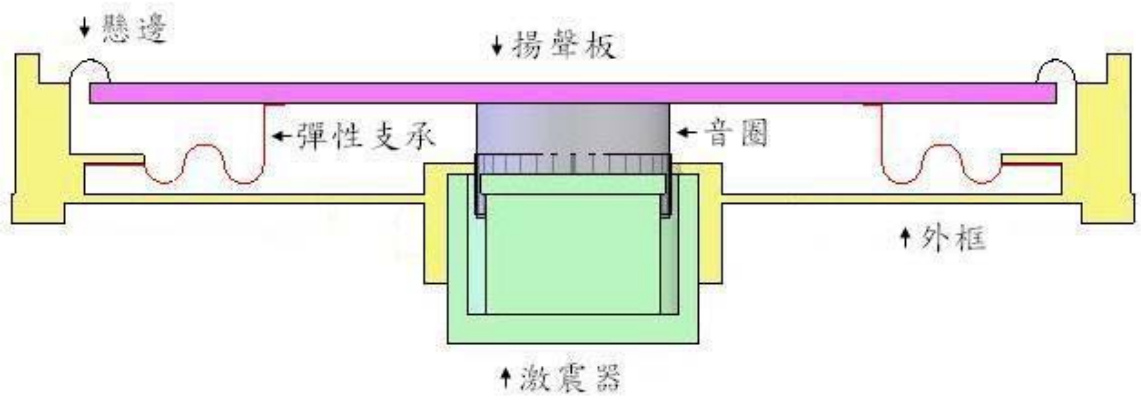


圖 1-3 揚聲器結構圖

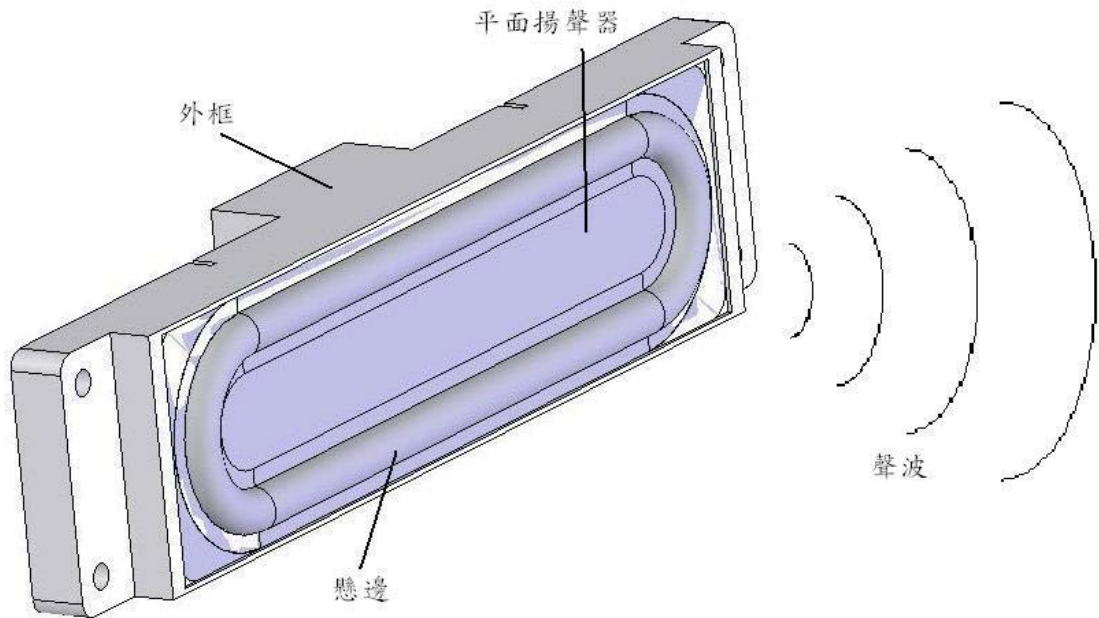


圖 1-4 平面揚聲器之揚聲

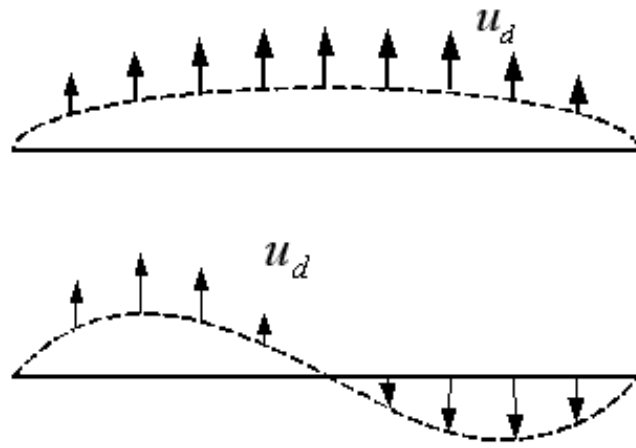


圖 1-5 揚聲板之振形



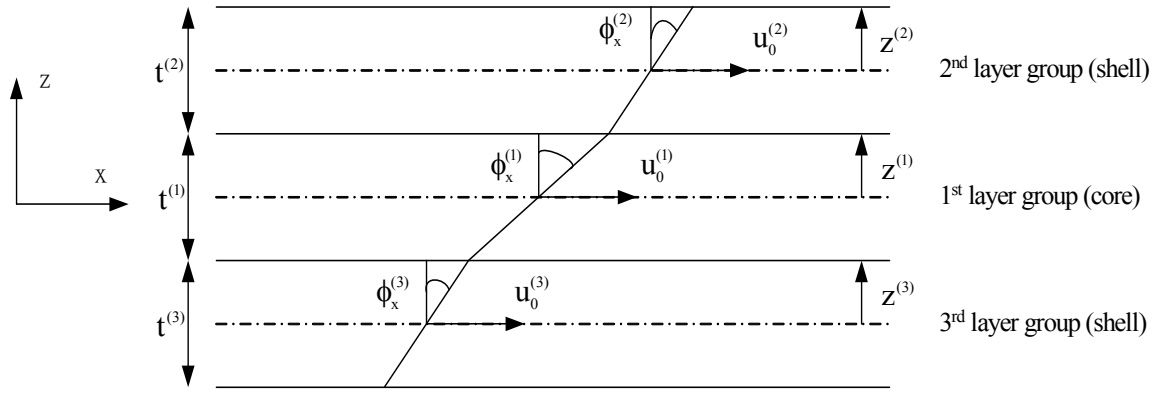


圖 2-1 多層一階剪變形位移場示意圖

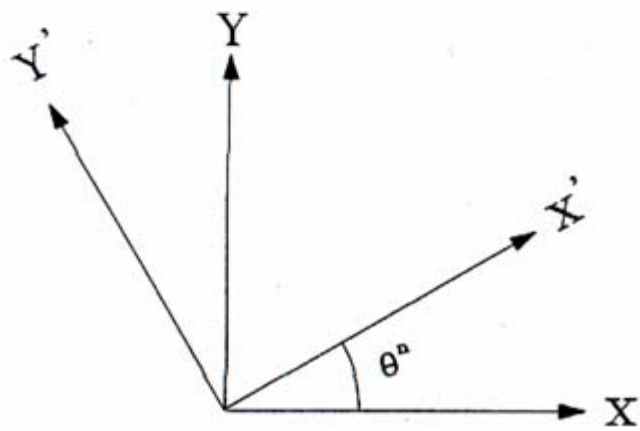
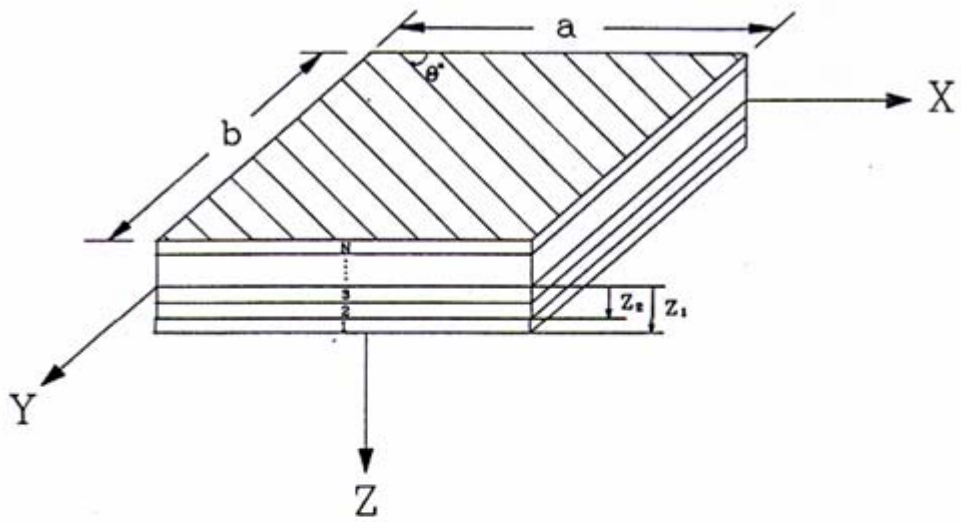


圖 2-2 複合材料板座標系統

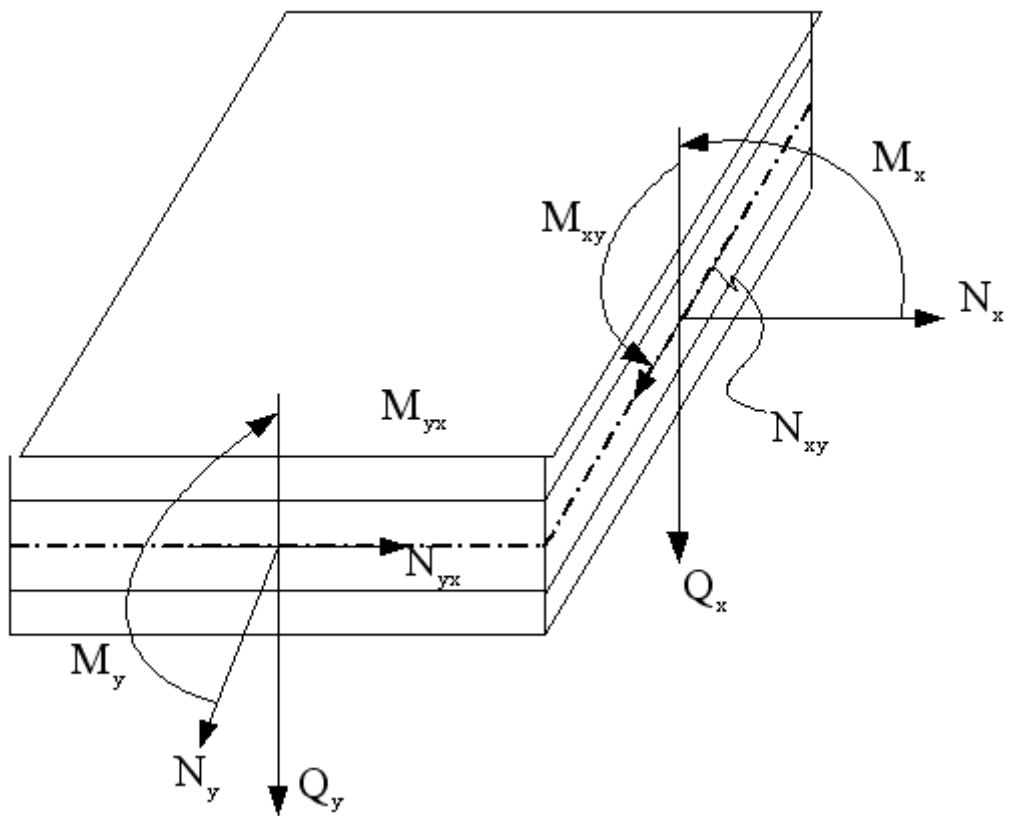
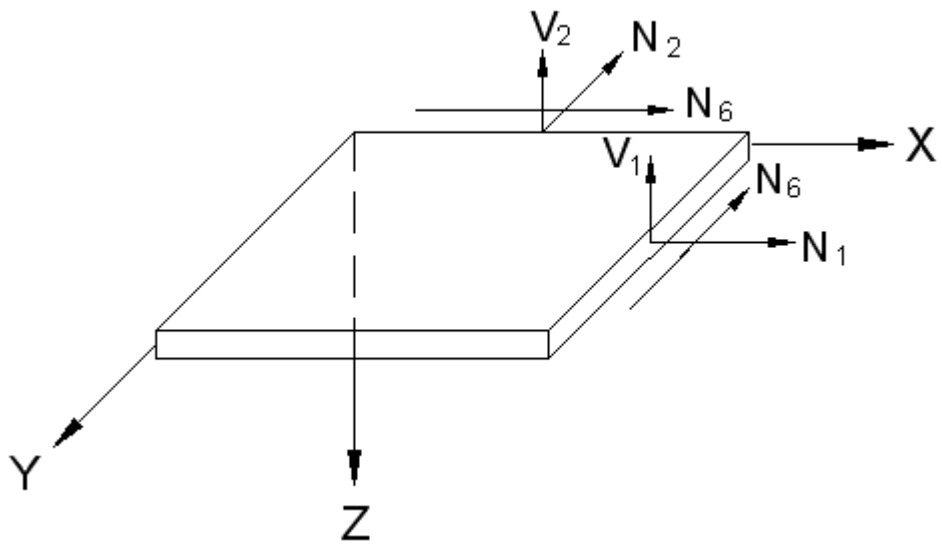


圖 2-3 複合材料板沿厚度方向之合力與合力矩

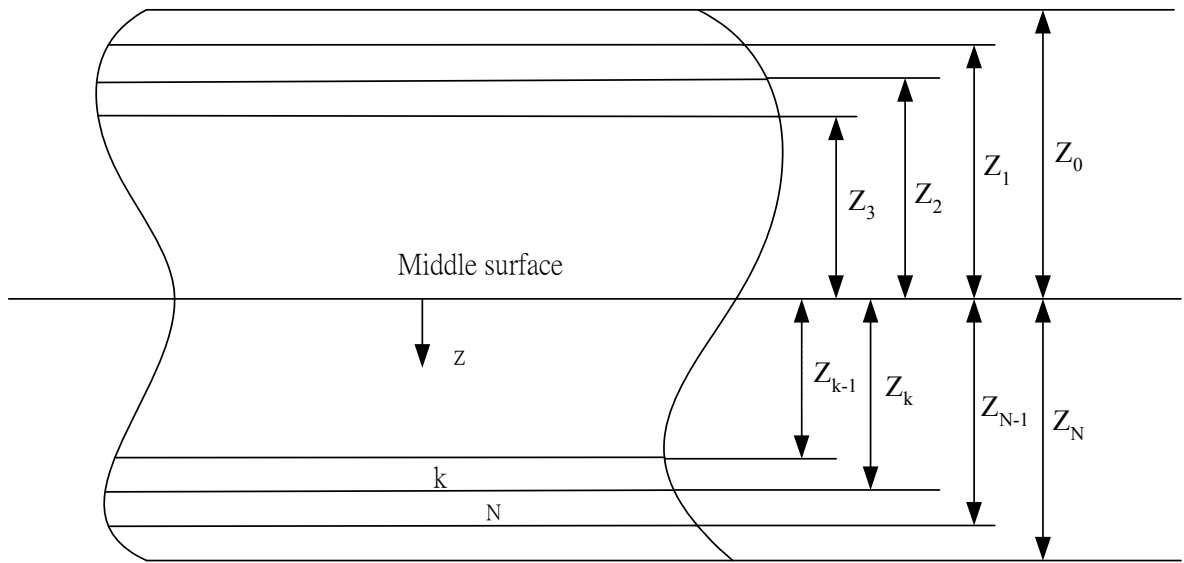


圖 2-4 積層板之幾何與層數系統

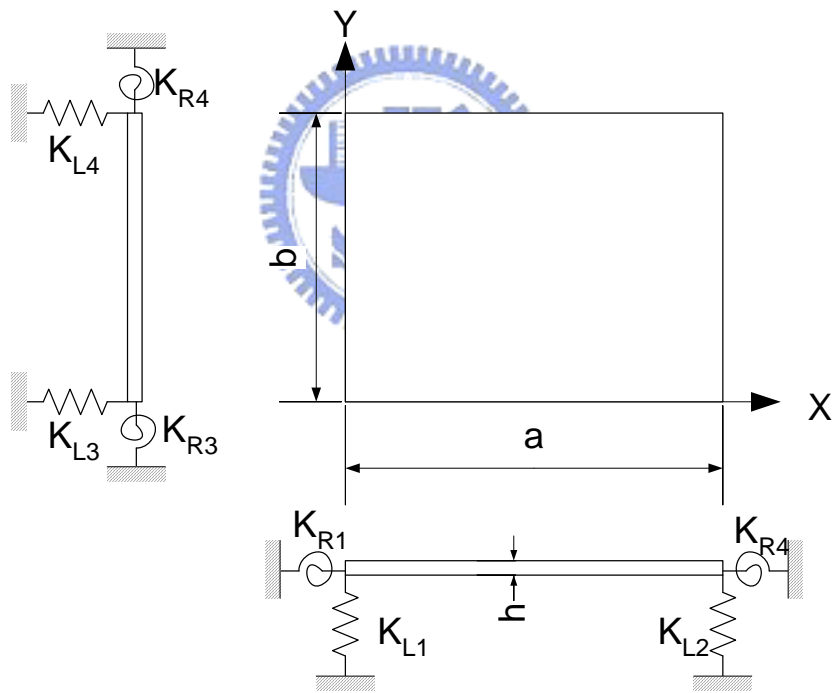


圖 2-5 複合材料板之邊界條件

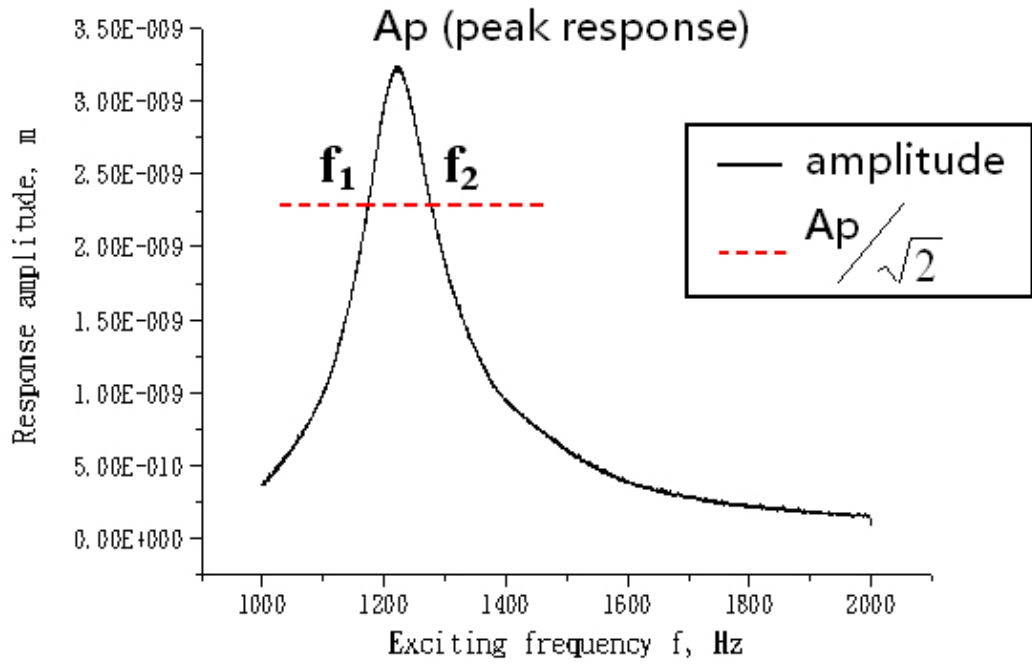


圖 2-6 振動板中心之頻率響應圖

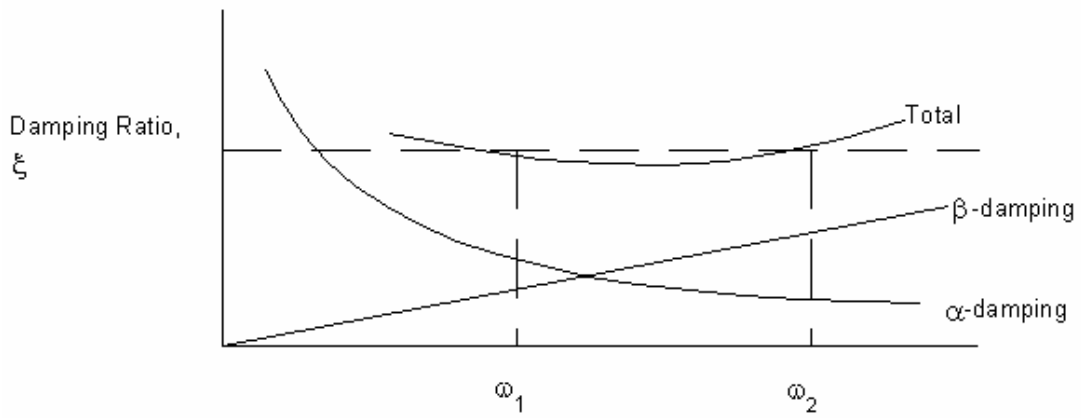


圖 2-7 Rayleigh Damping

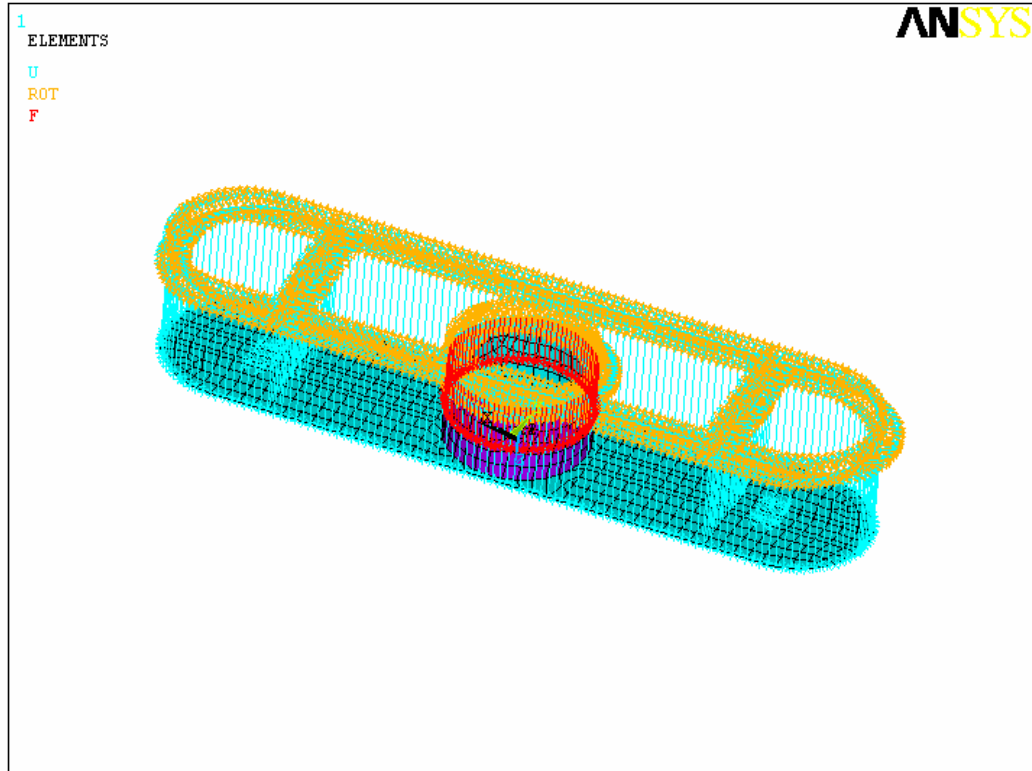


圖 3-1 ANSYS 模擬建立之 model

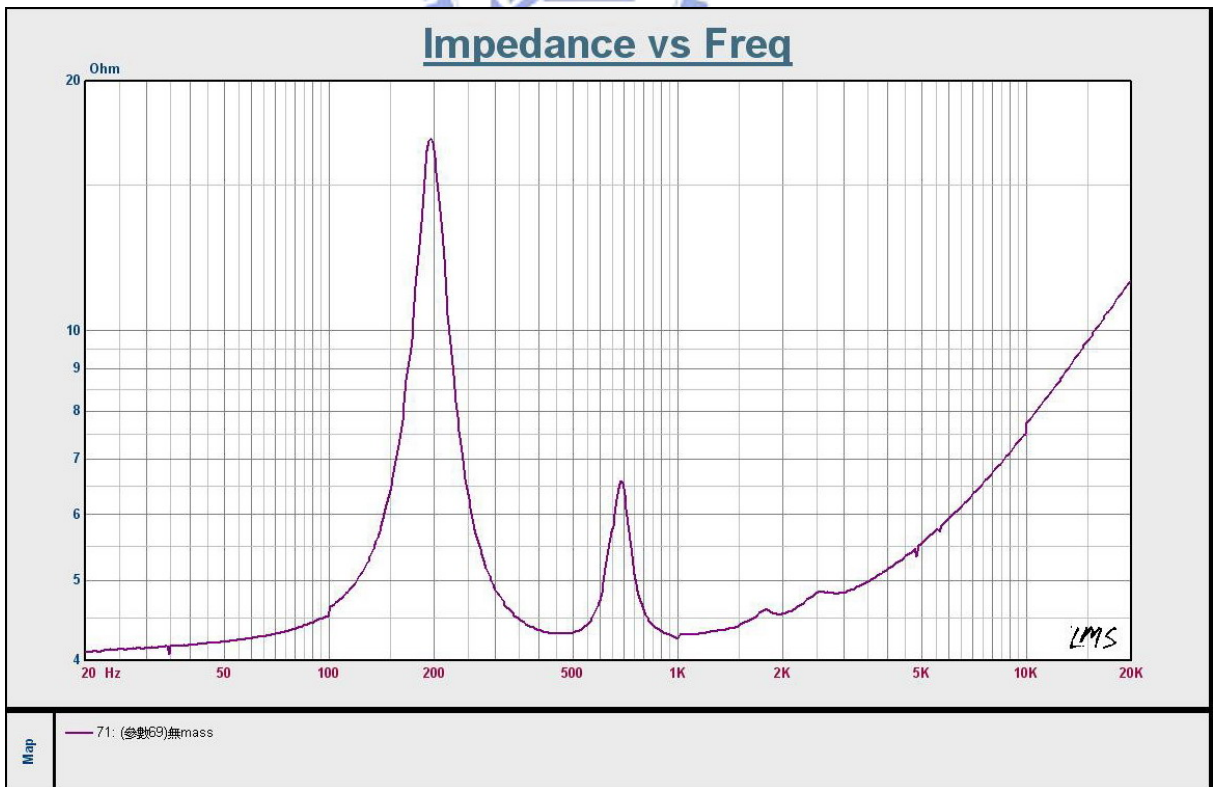


圖 3-2 平面揚聲器阻抗圖



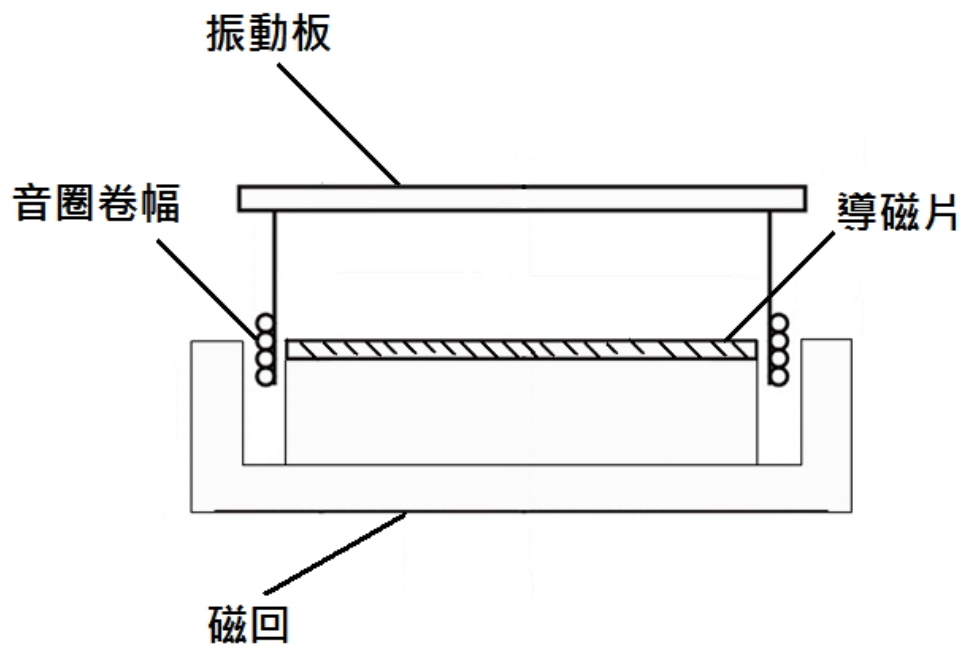


圖 3-3 內磁式激振器剖面圖



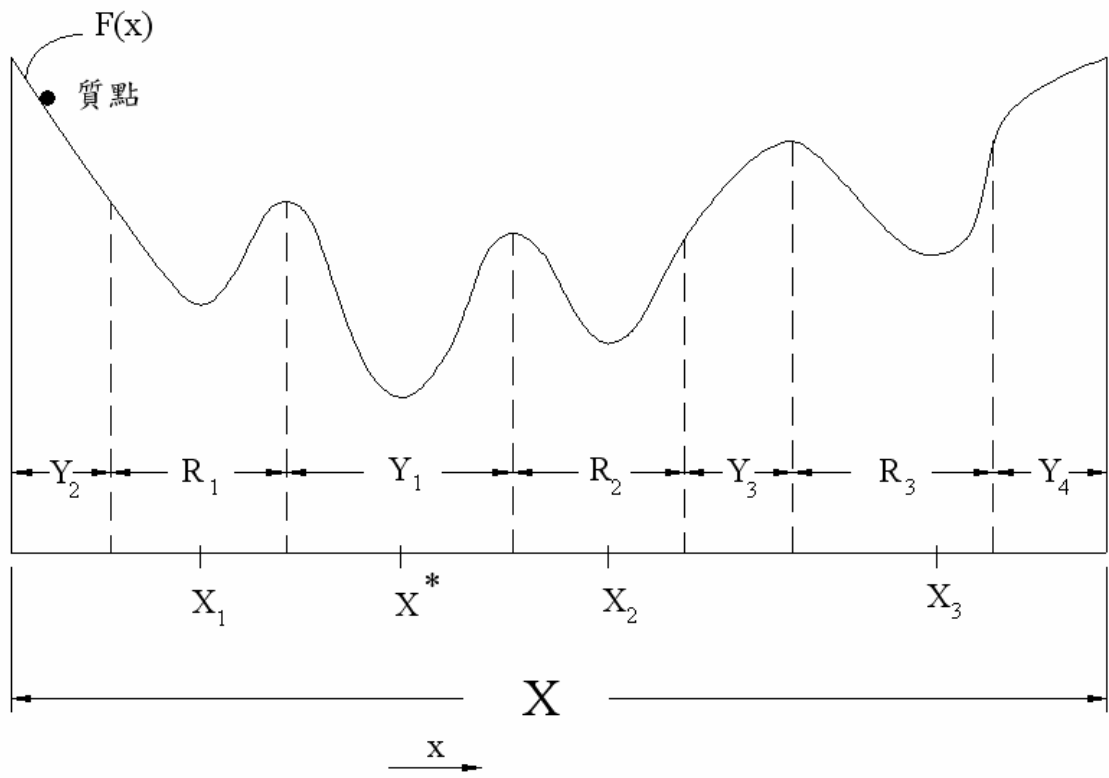


圖 4-1 能量守恆觀點最小值示意圖

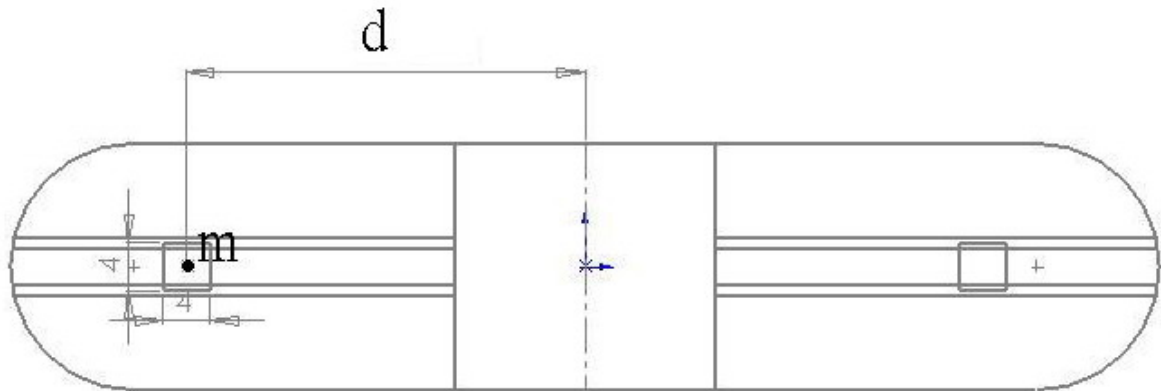


圖 4-2 最佳化設計變數 model

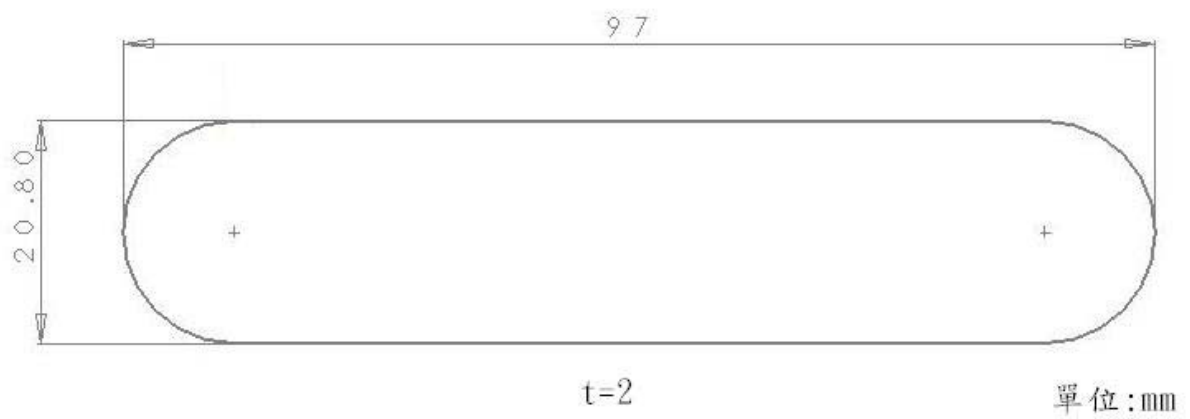


圖 5-1 揚聲板尺寸

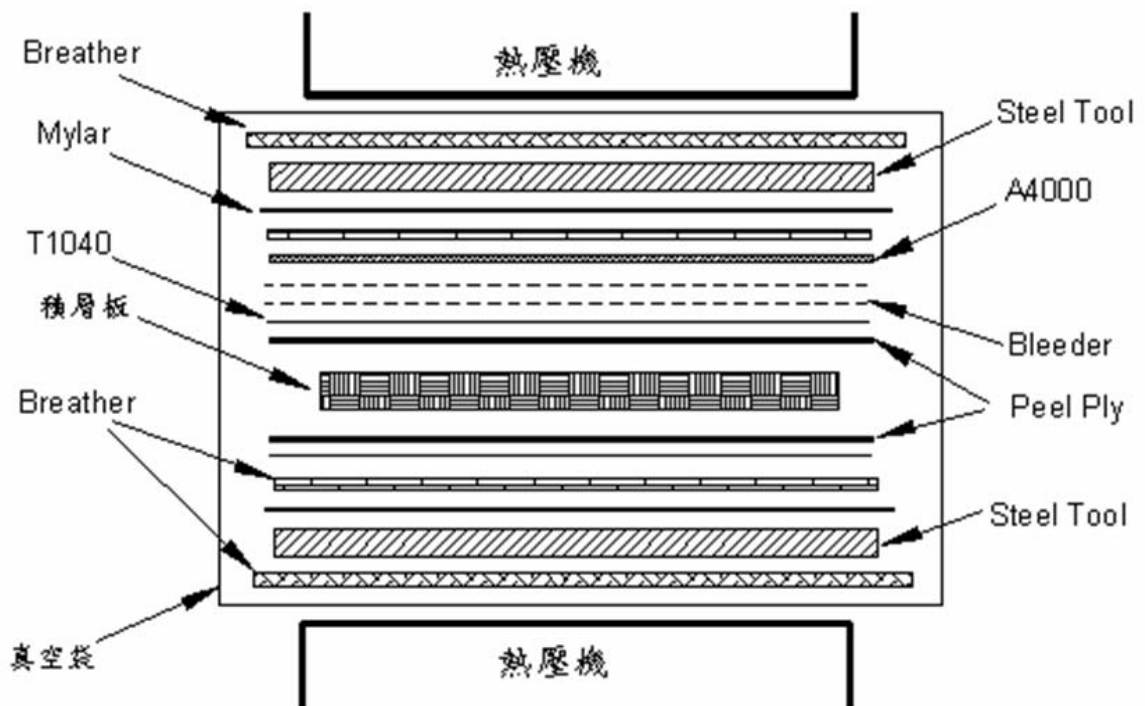


圖 5-2 複合材料揚聲板製作及輔助材料疊層順序



圖 5-3 熱壓機

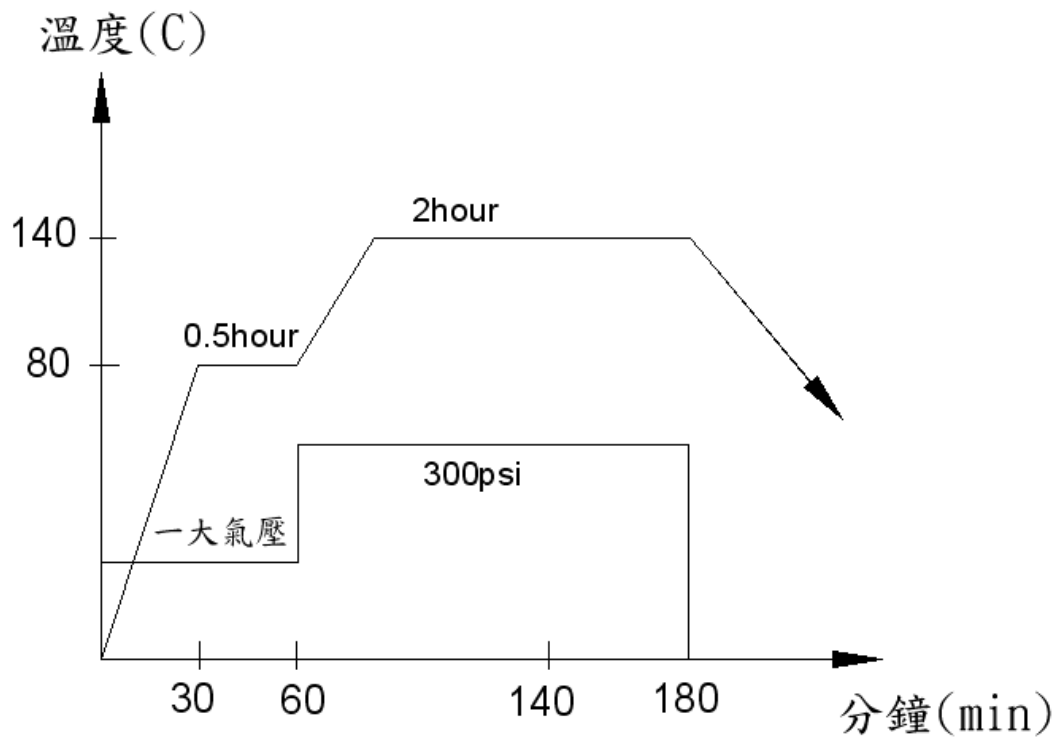


圖 5-4 複合材料揚聲板之加熱加壓硬化成型製程圖

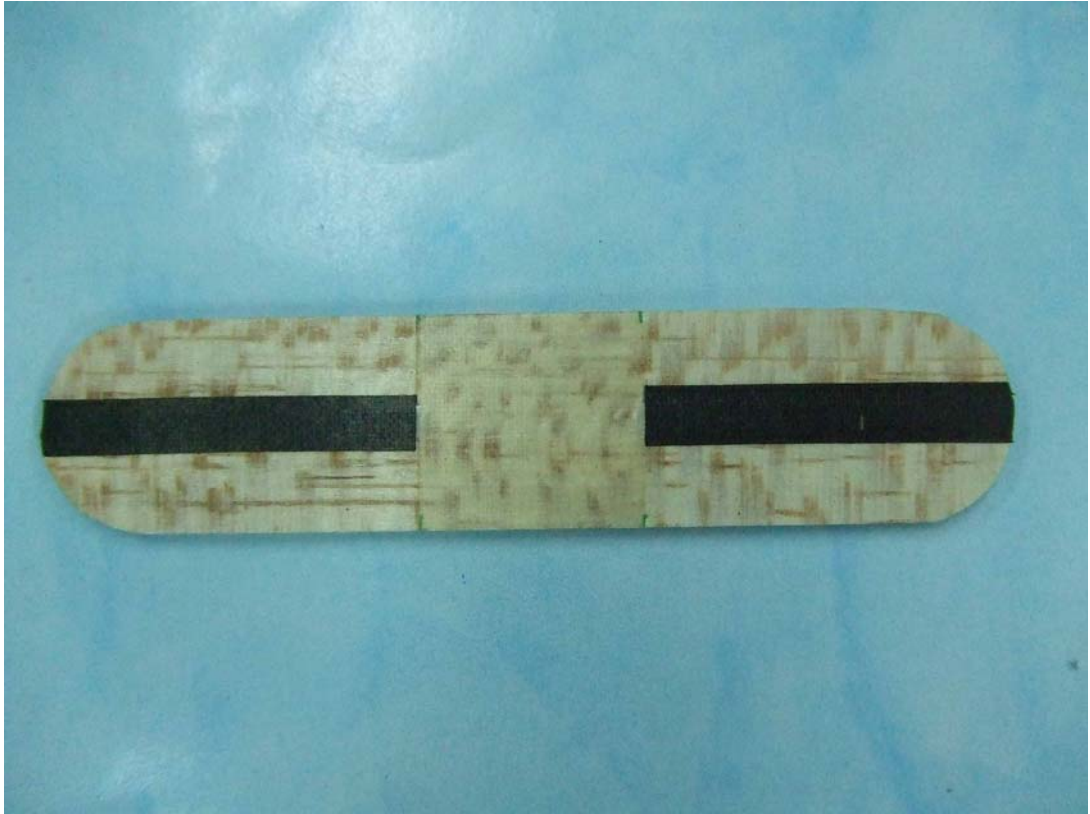


圖 5-5 熱壓完成之複合材料揚聲板



圖 5-6 音圈

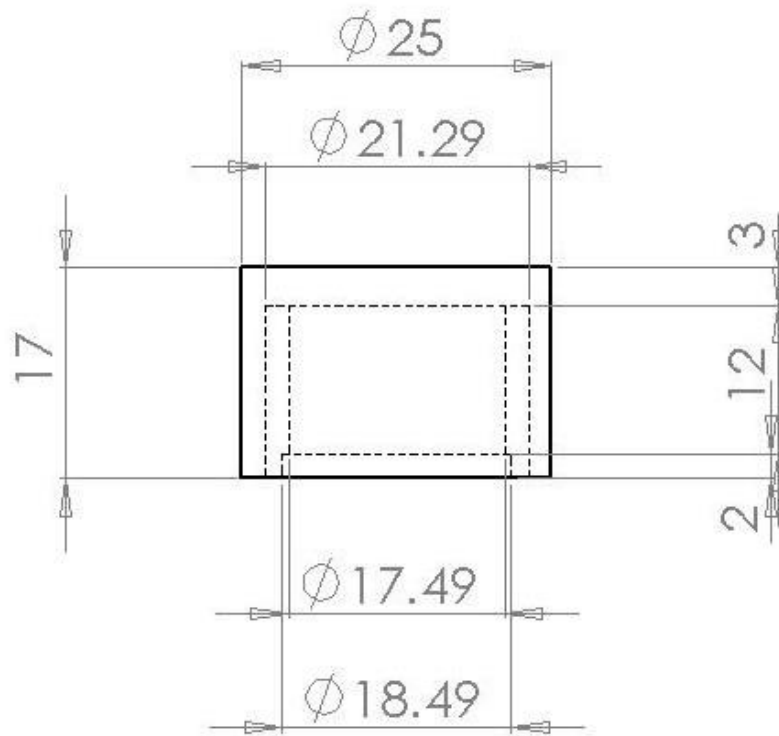


圖 5-7 激震器尺寸圖(mm)



圖 5-8 揚聲器製作定位所需治具



圖 5-9 經熱壓後之懸邊

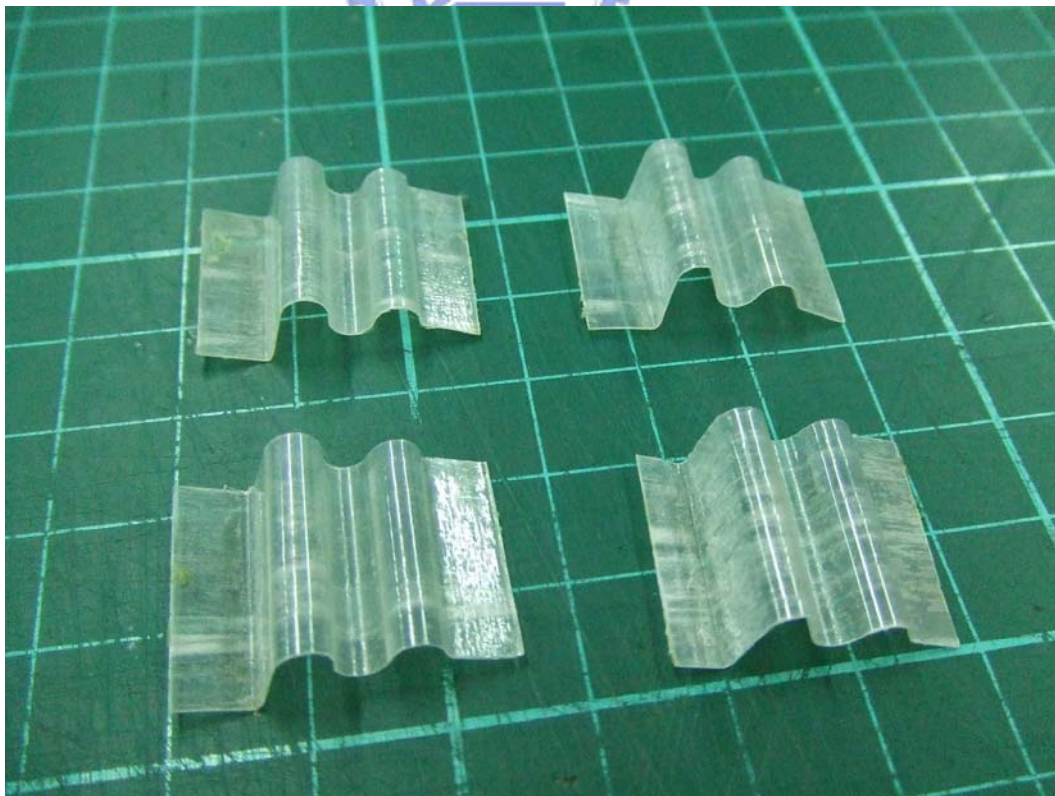


圖 5-10 玻纖彈性支承

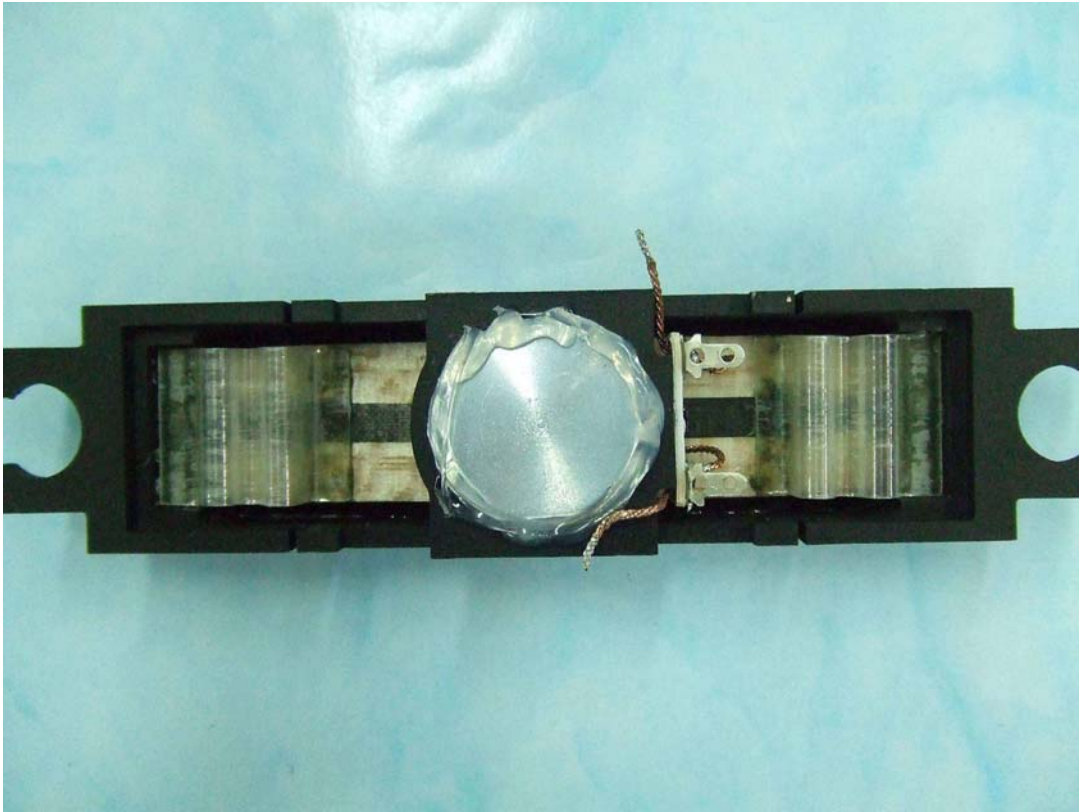


圖 5-11 組裝完成之平面揚聲器



圖 5-12 阻尼比量測實驗架設示意圖



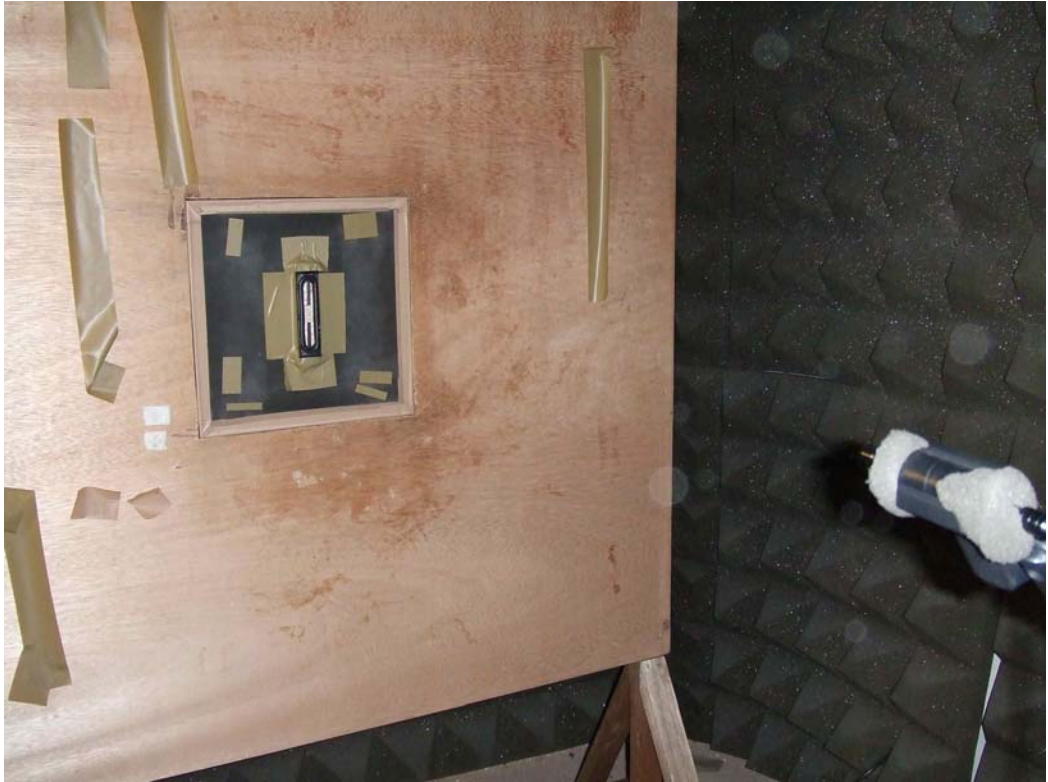


圖 5-13 揚聲器距麥克風 1m 處量測聲壓

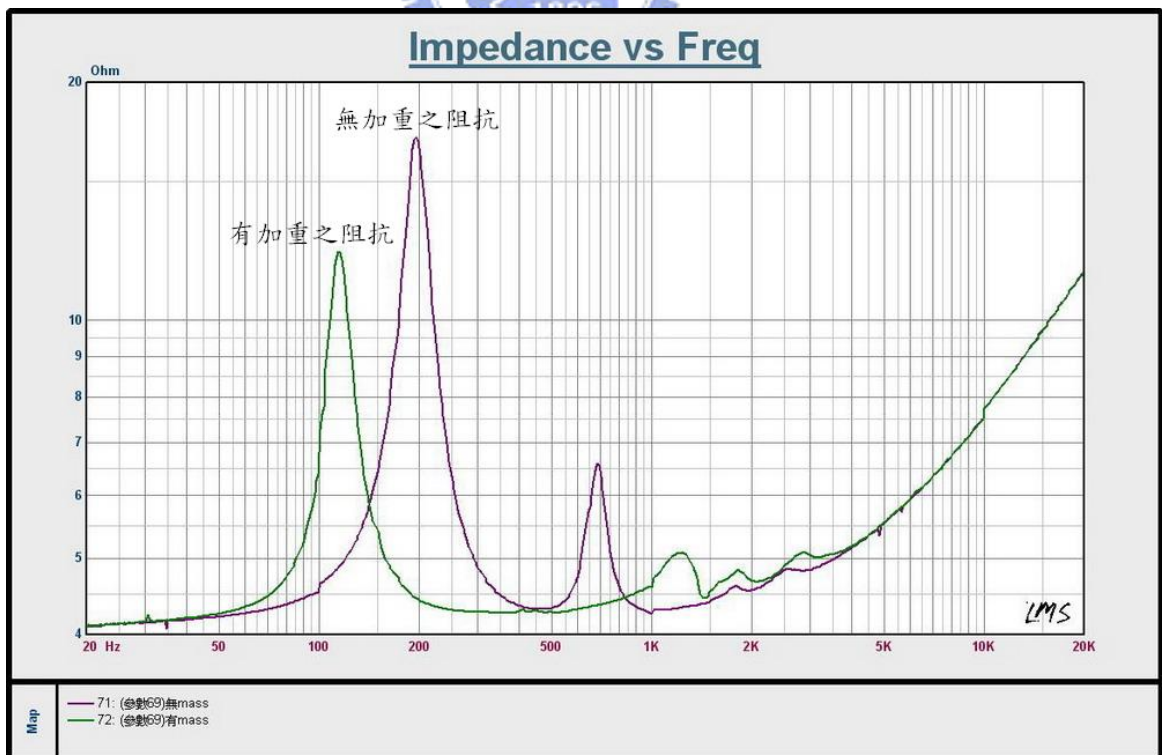


圖 5-14 平面揚聲器阻抗圖

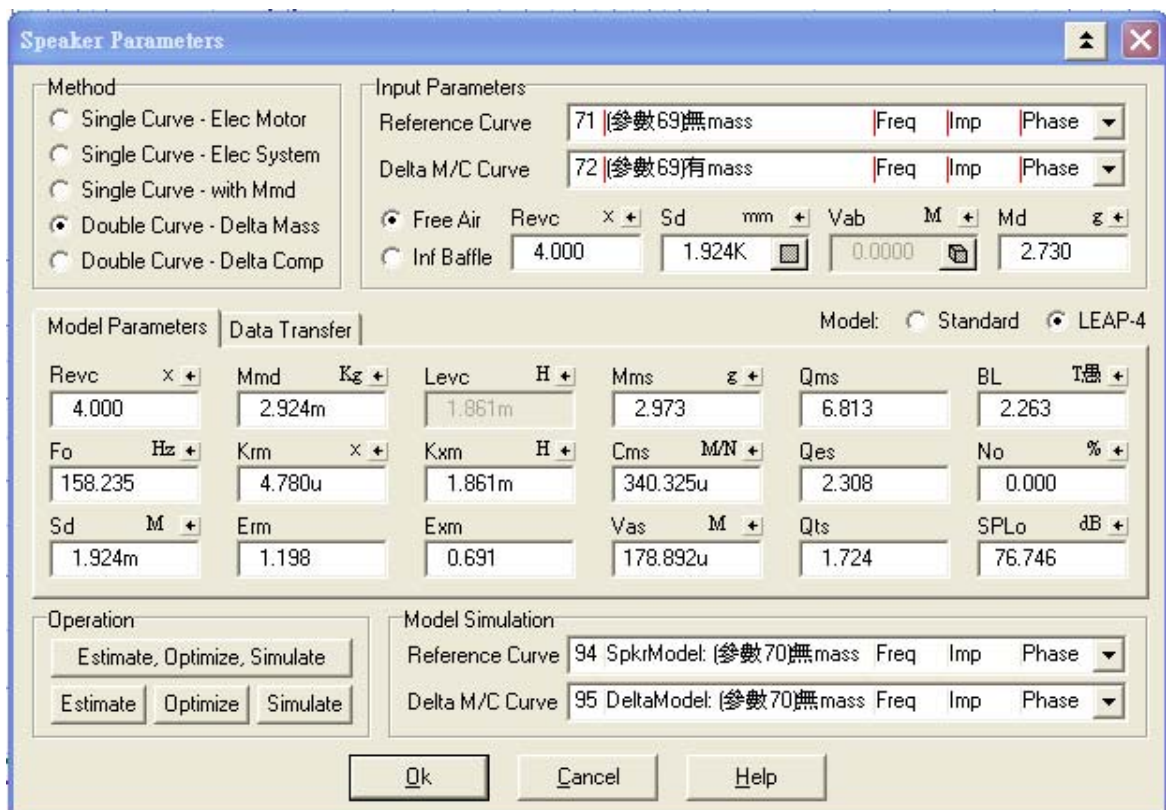


圖 5-15 揚聲器參數計算

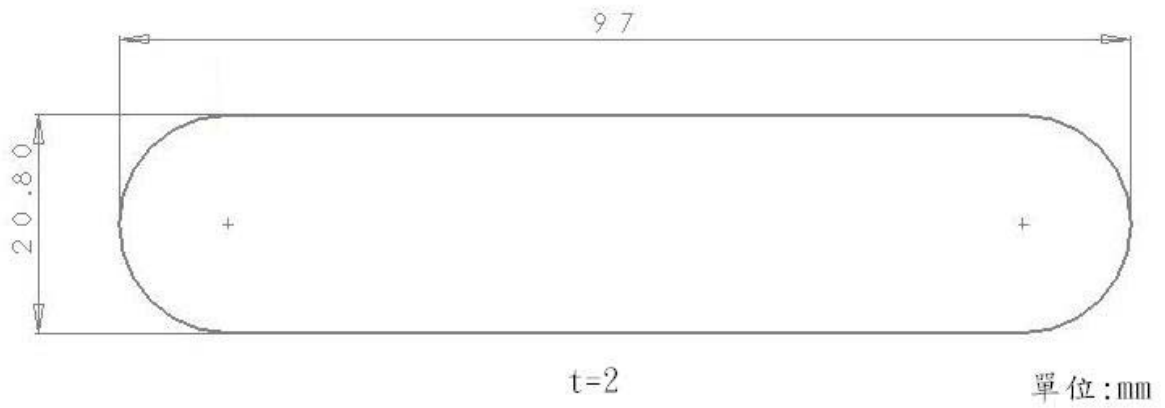


圖 6-1 揚聲板尺寸圖

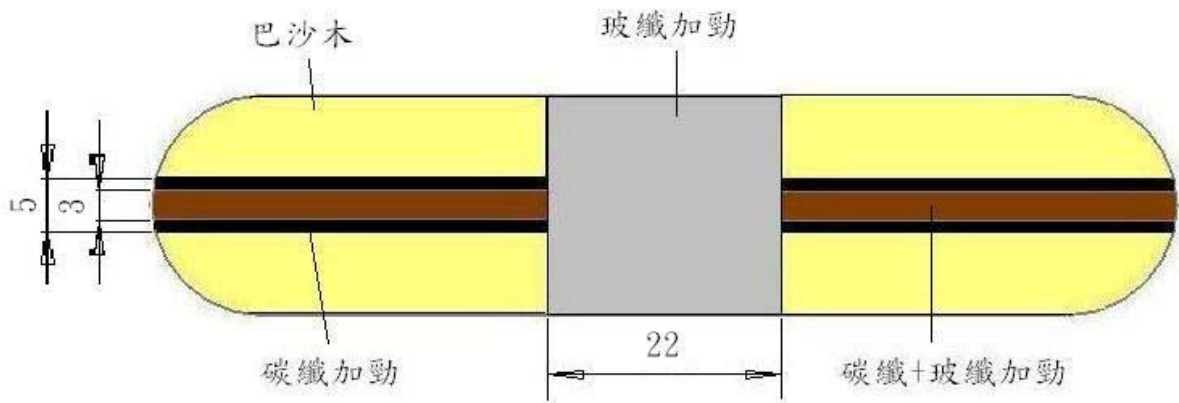


圖 6-2 系統一揚聲板示意圖(mm)

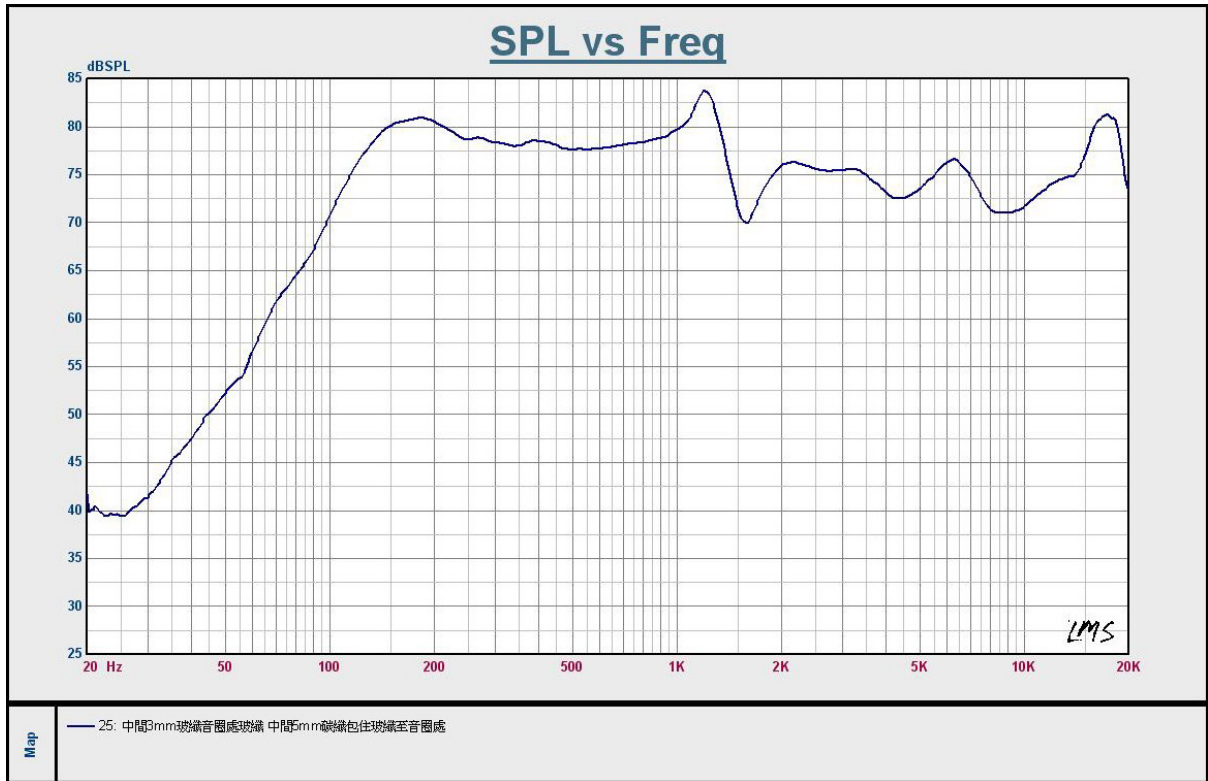


圖 6-3 系統一揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線

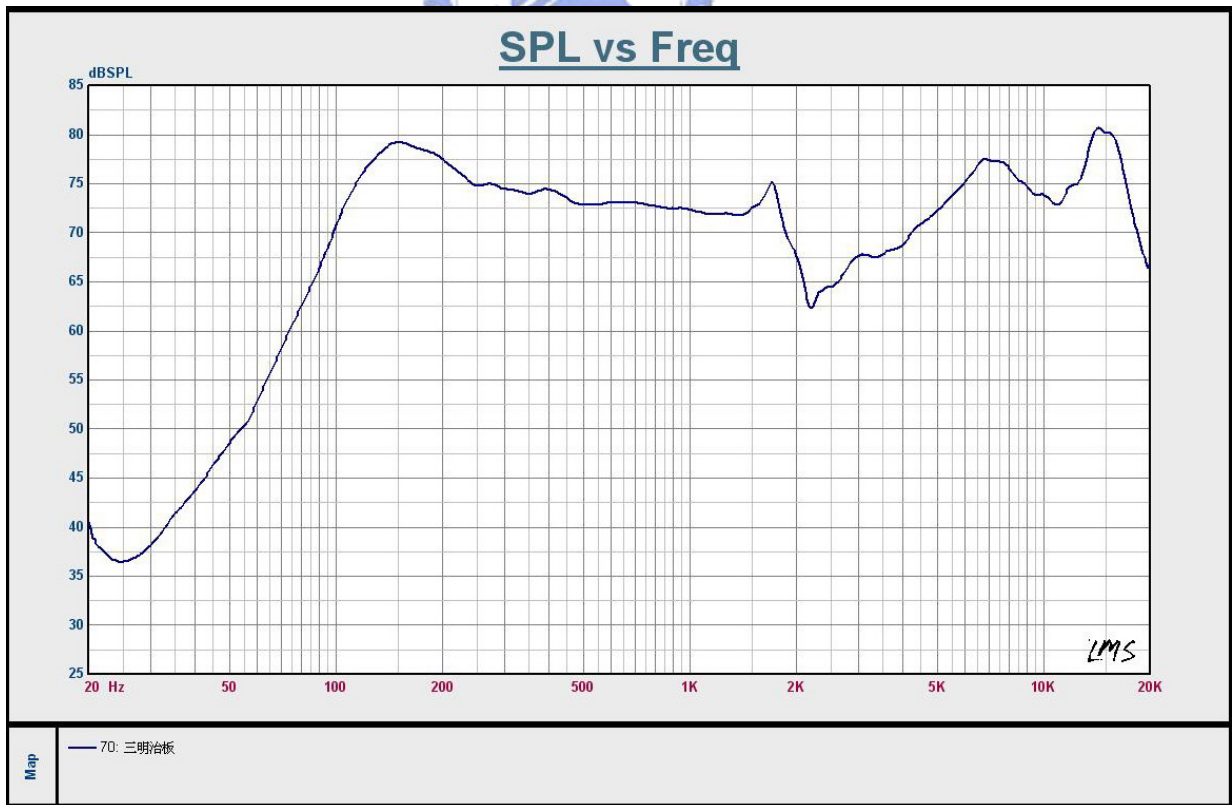


圖 6-4 三明治揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線

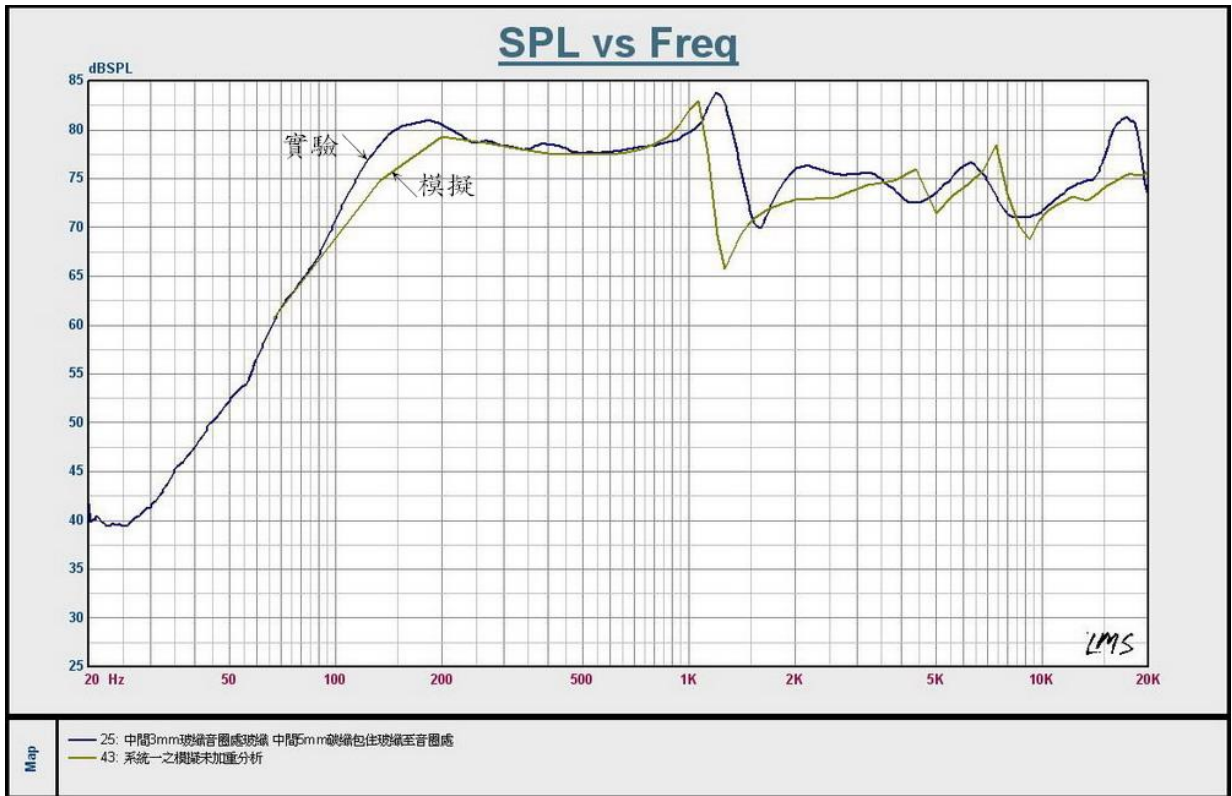


圖 6-5 系統一揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照

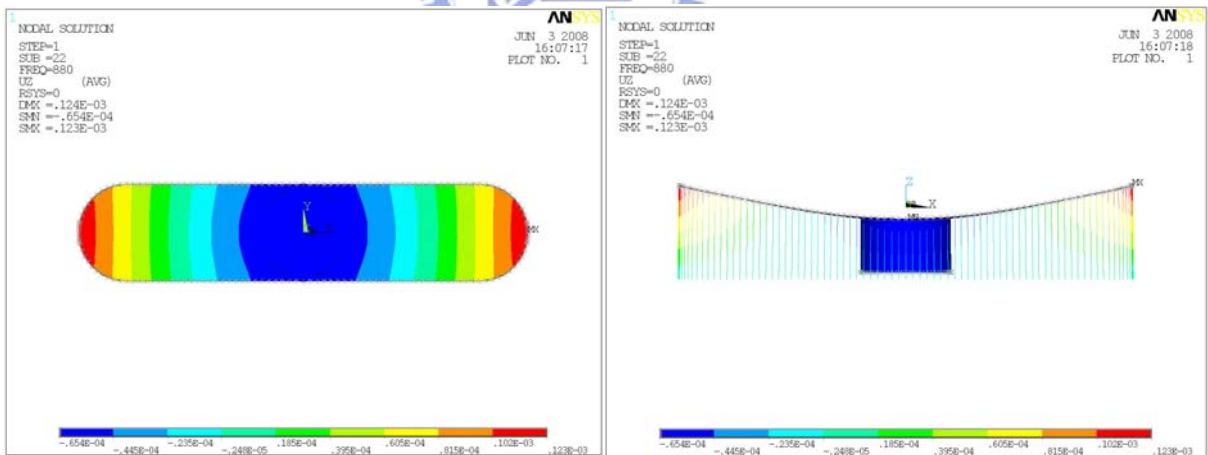


圖 6-6 中音谷發生所造成之振形模態

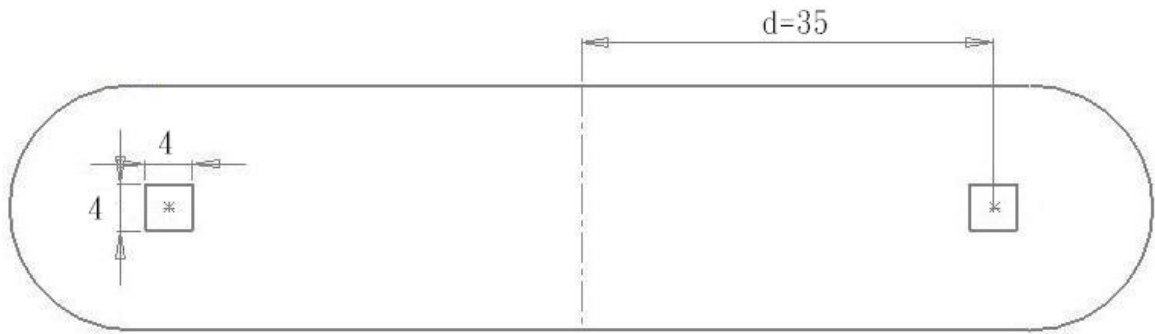


圖 6-7 距中心 35mm 加重示意圖

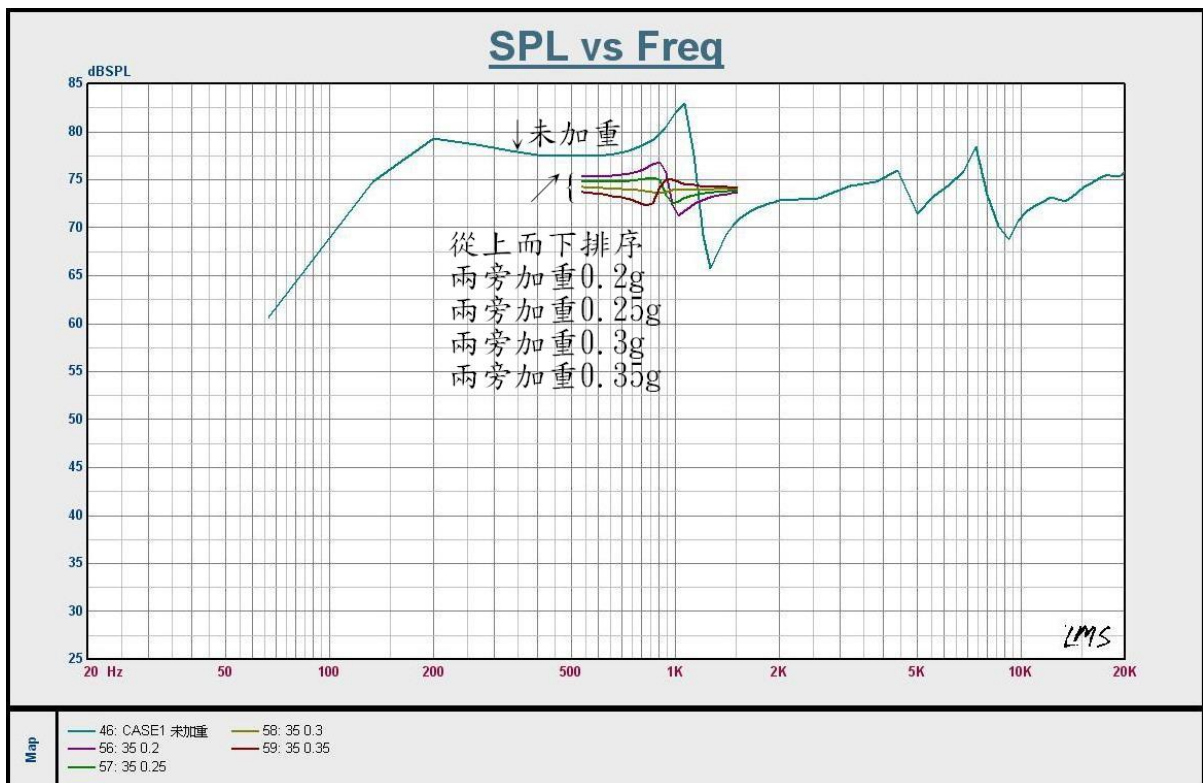


圖 6-8 系統一不同加重質量模擬聲壓曲線比較

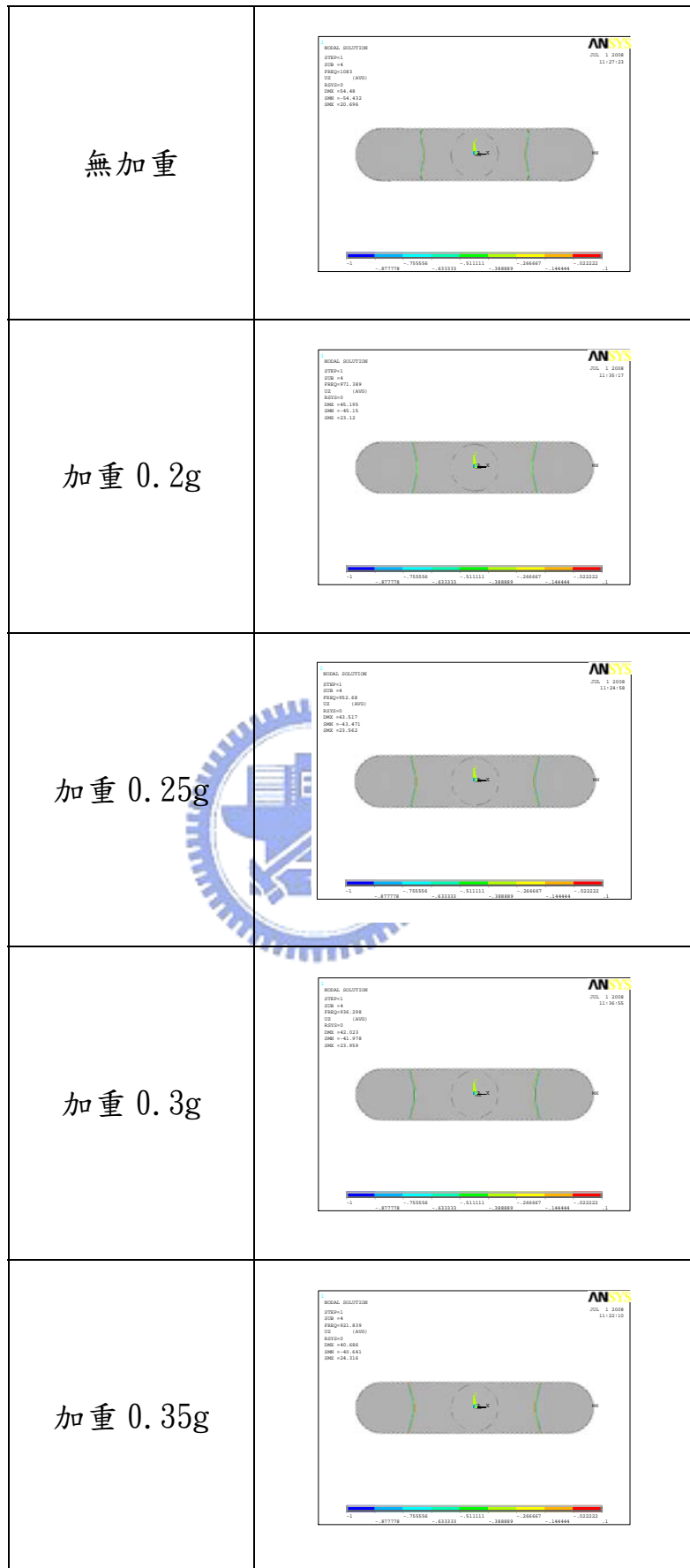


圖 6-9 不同加重於距中心 35mm 處之揚聲板彎矩模態節線位置

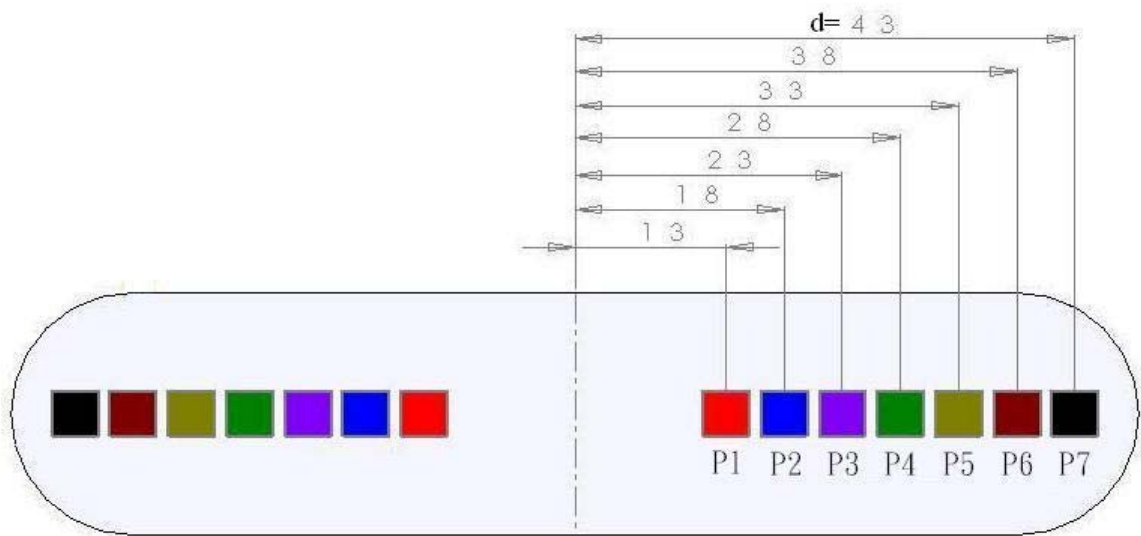


圖 6-10 不同加重與板中心距離位置示意圖(mm)

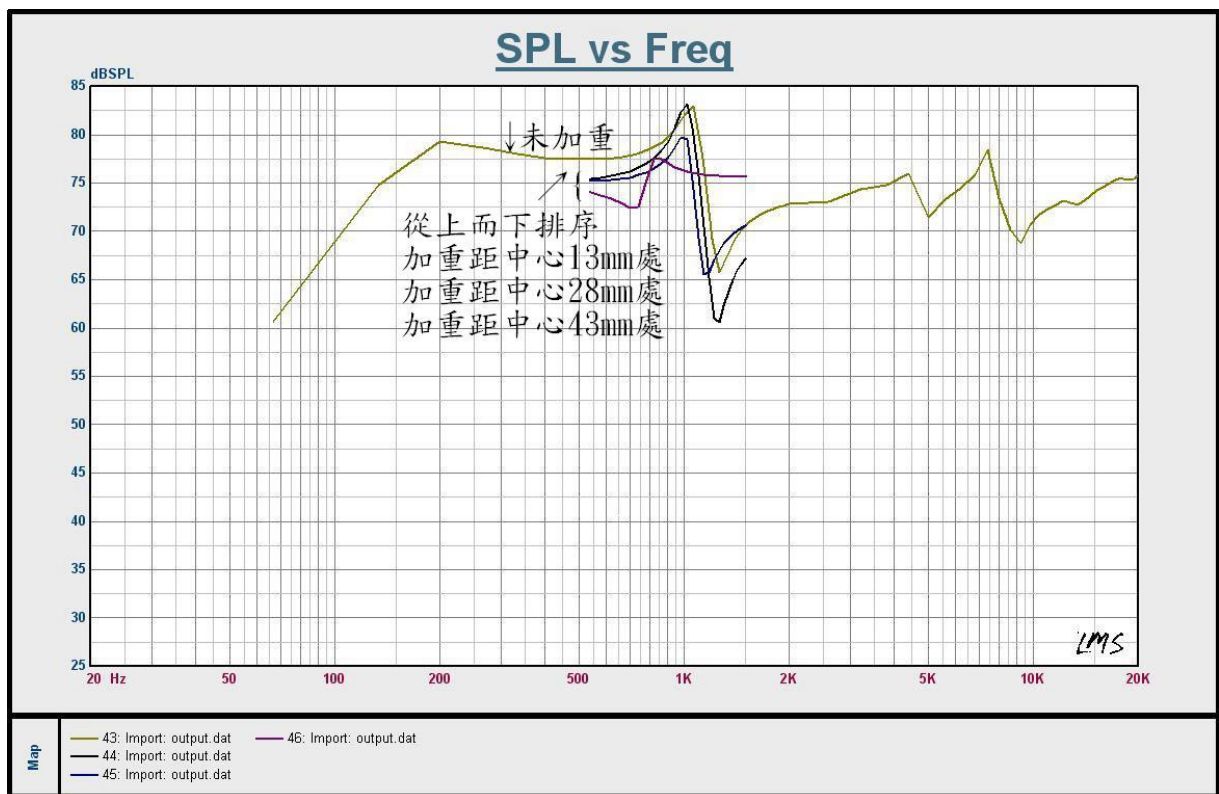


圖 6-11 系統一不同加重位置模擬聲壓曲線比較



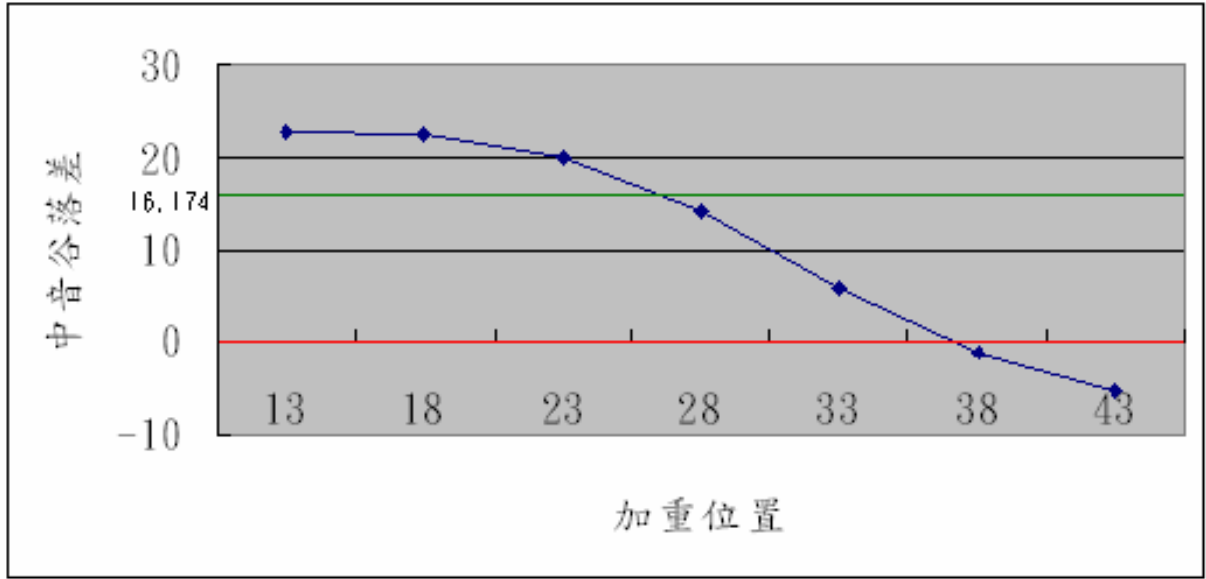


圖 6-12 系統一不同加重位置中音谷落差

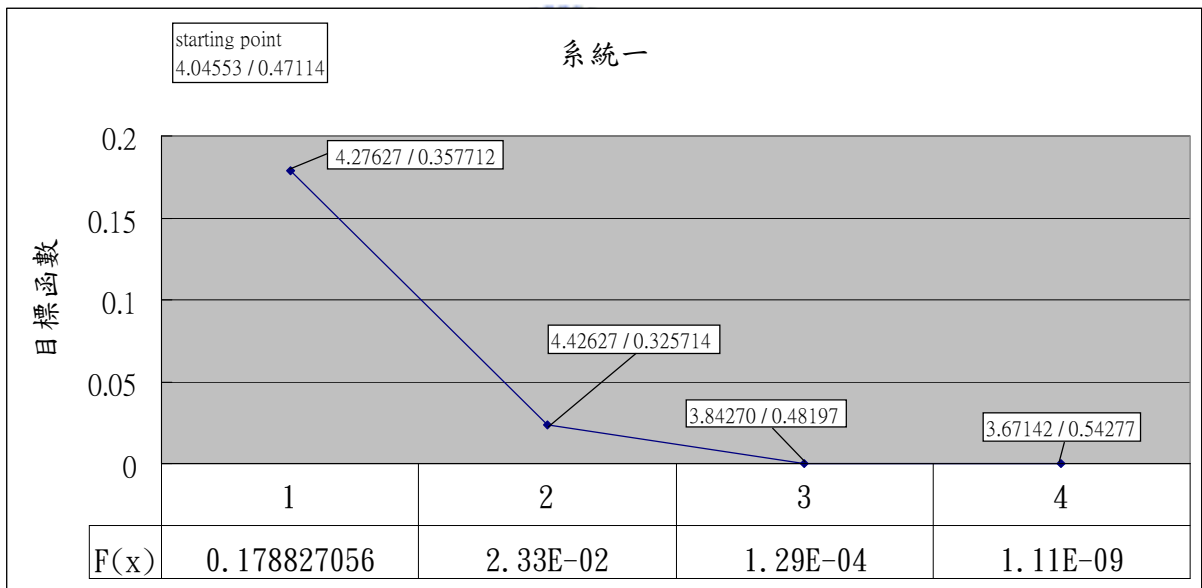


圖 6-13 系統一最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數

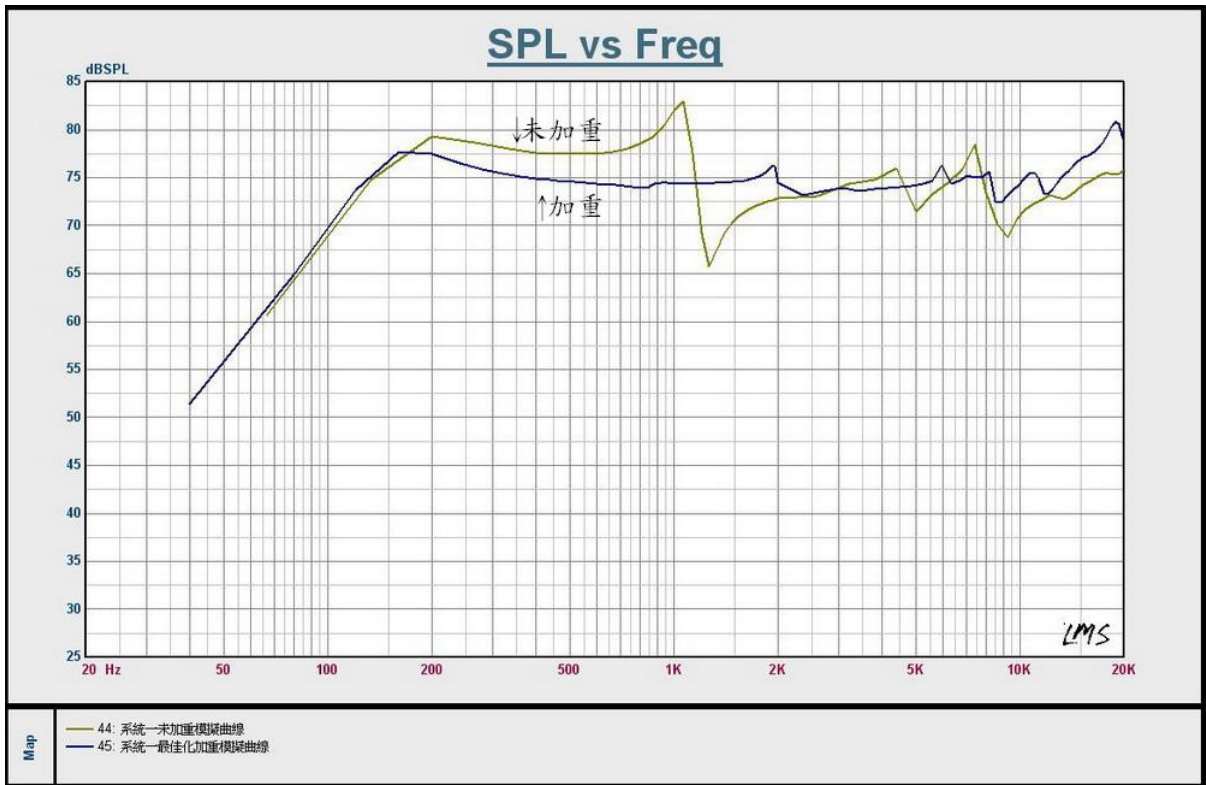


圖 6-14 系統一未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較

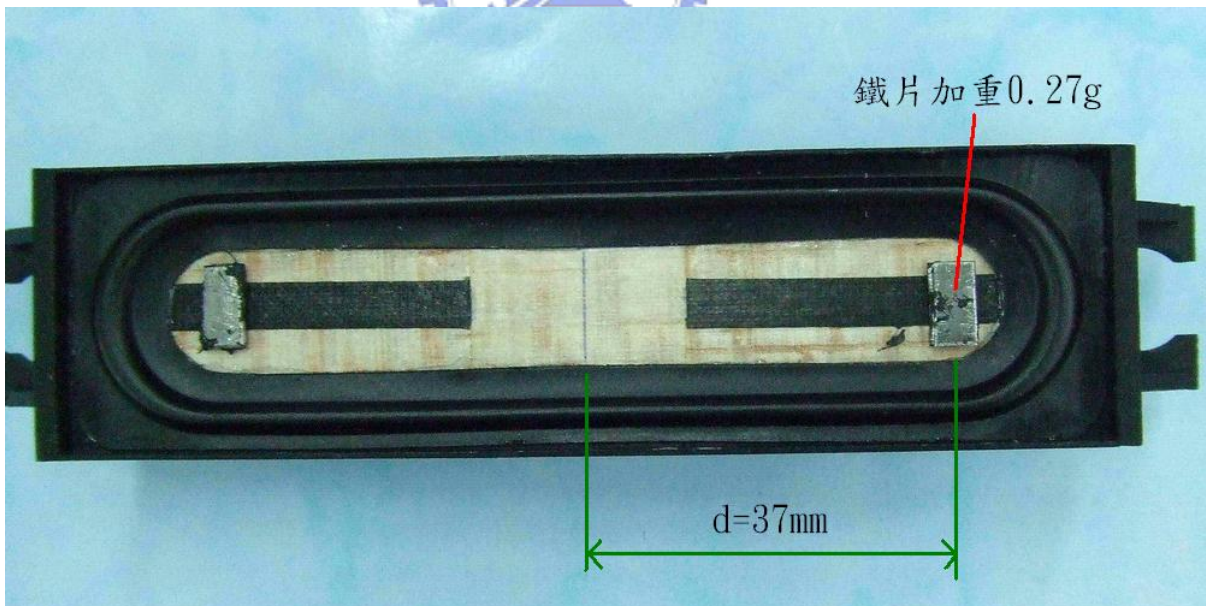


圖 6-15 依結果加重組裝之系統一揚聲器

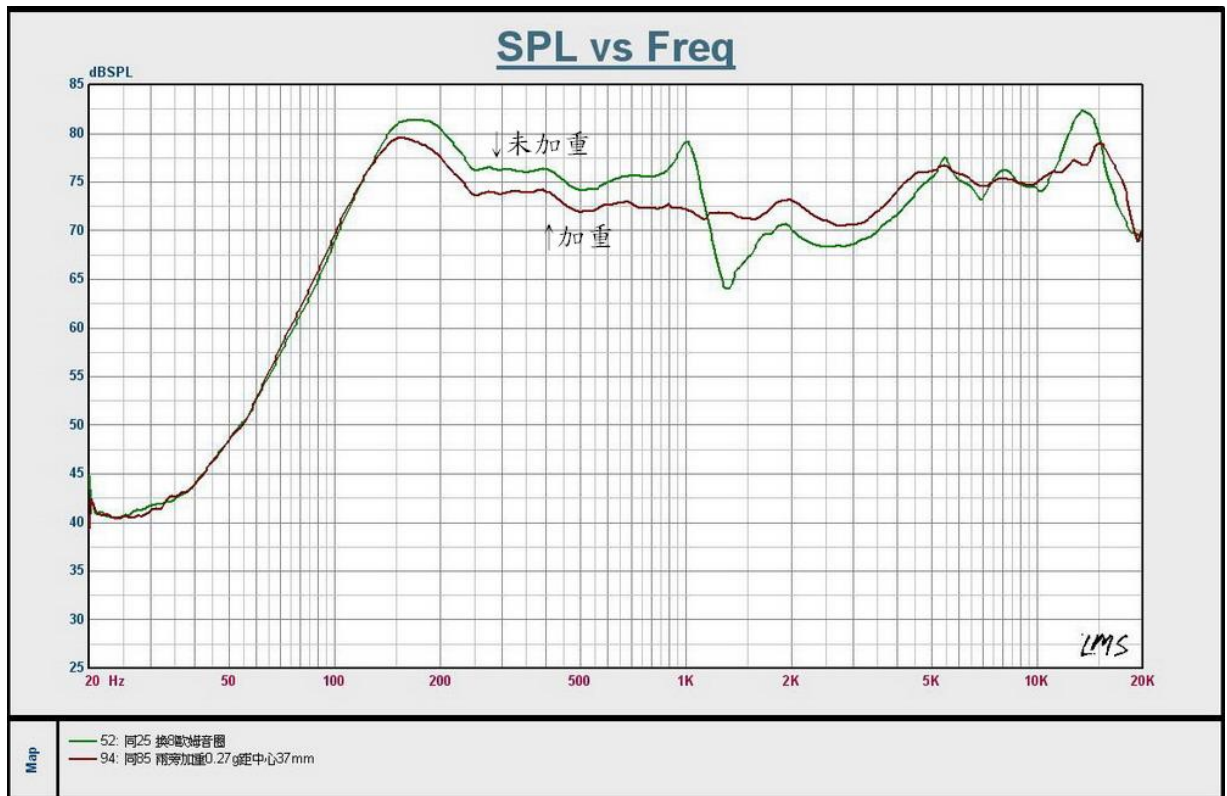


圖 6-16 系統一未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較

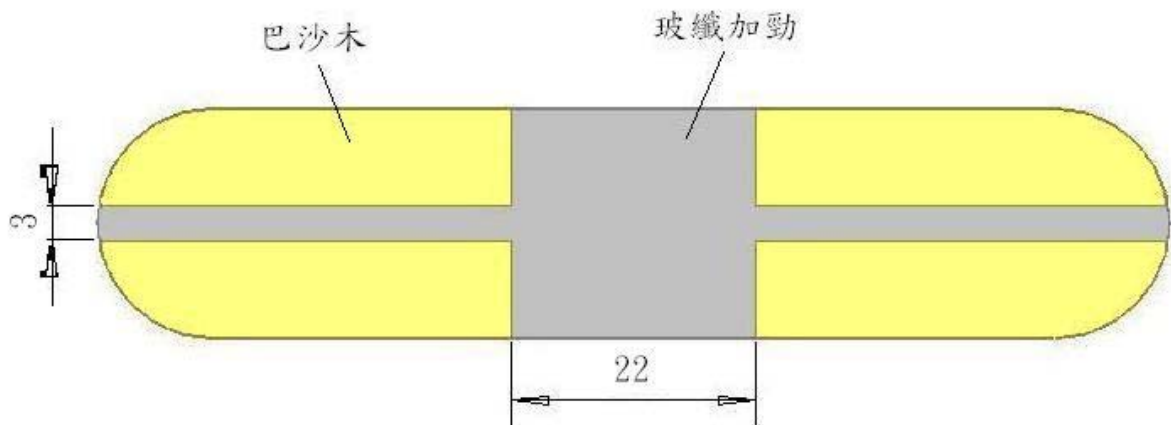


圖 6-17 系統二揚聲板示意圖(mm)

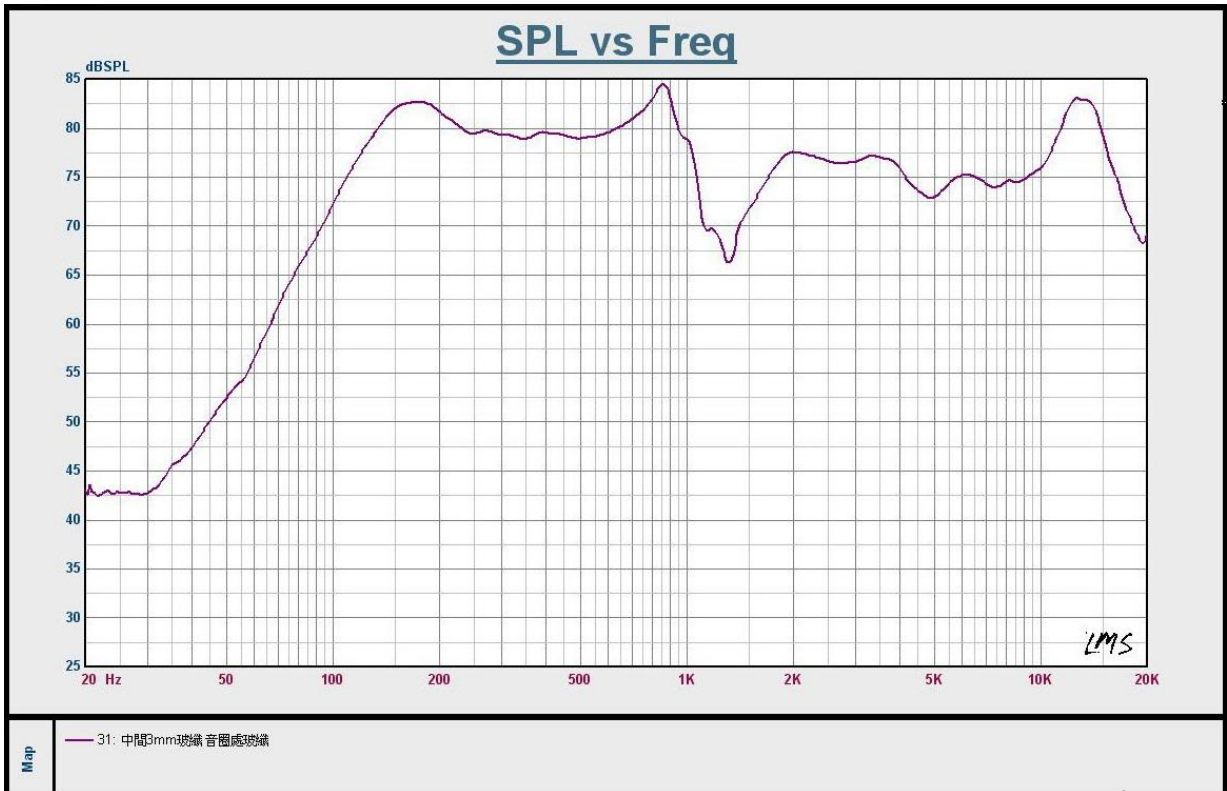


圖 6-18 系統二揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線

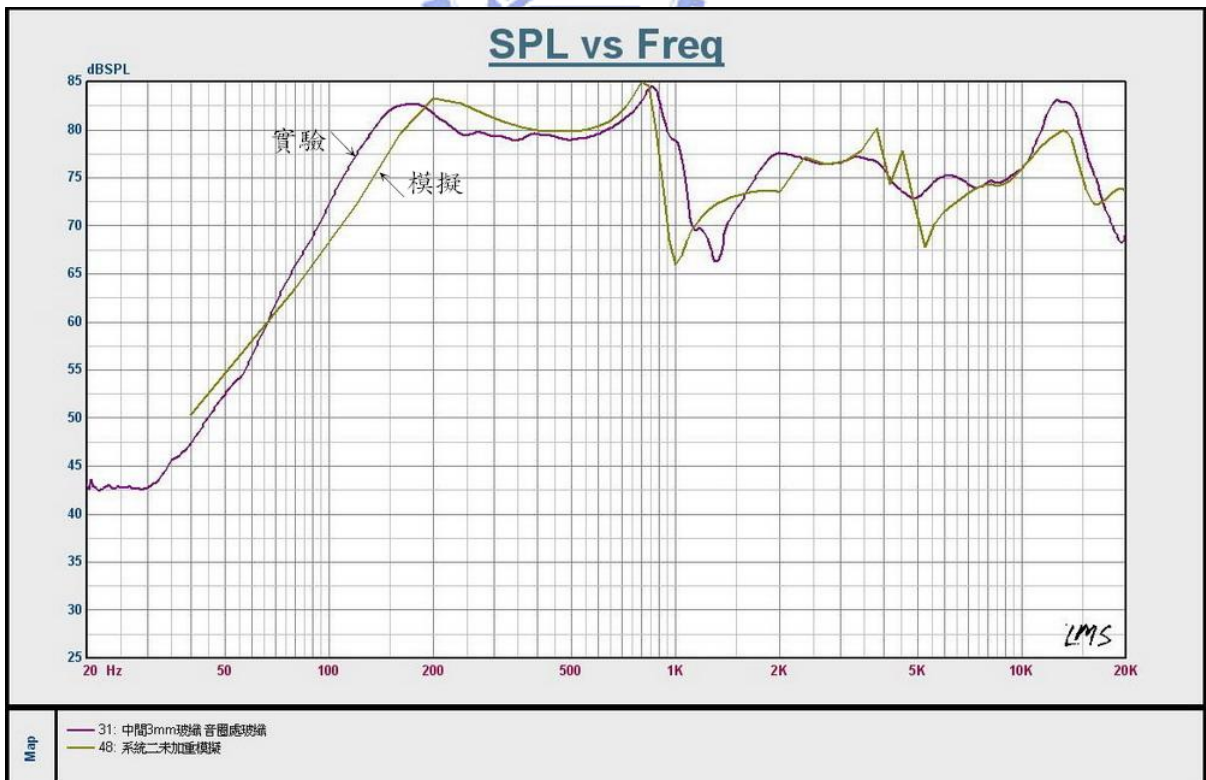


圖 6-19 系統二揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照

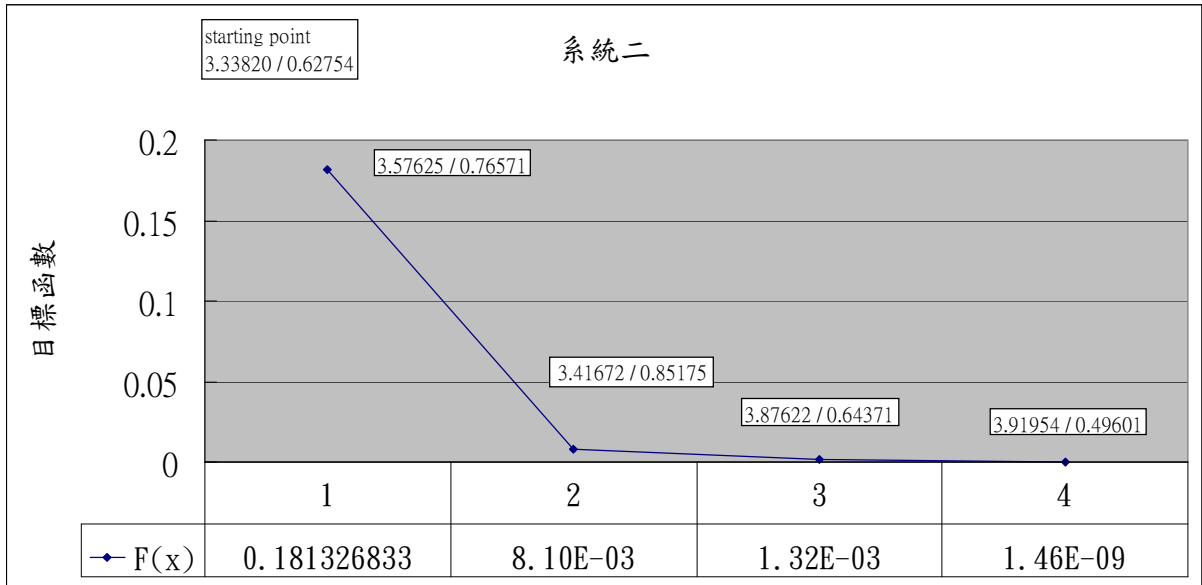


圖 6-20 系統二最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數

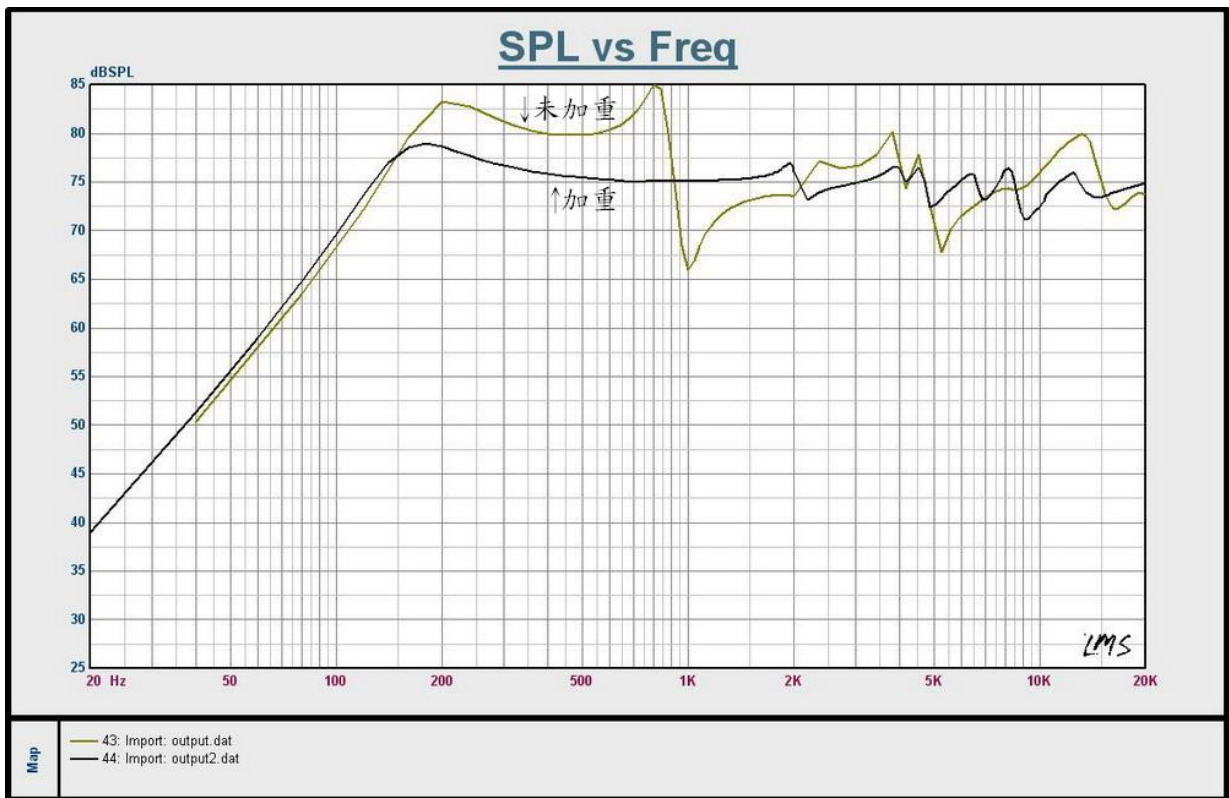


圖 6-21 系統二未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較

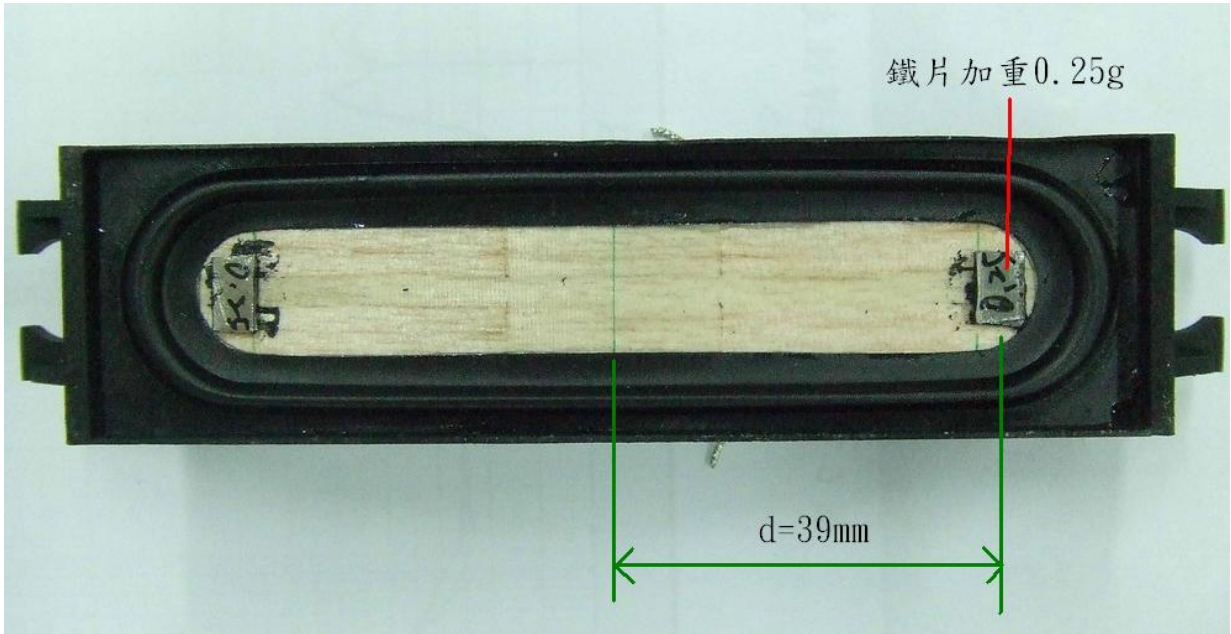


圖 6-22 依結果加重組裝之系統二揚聲器

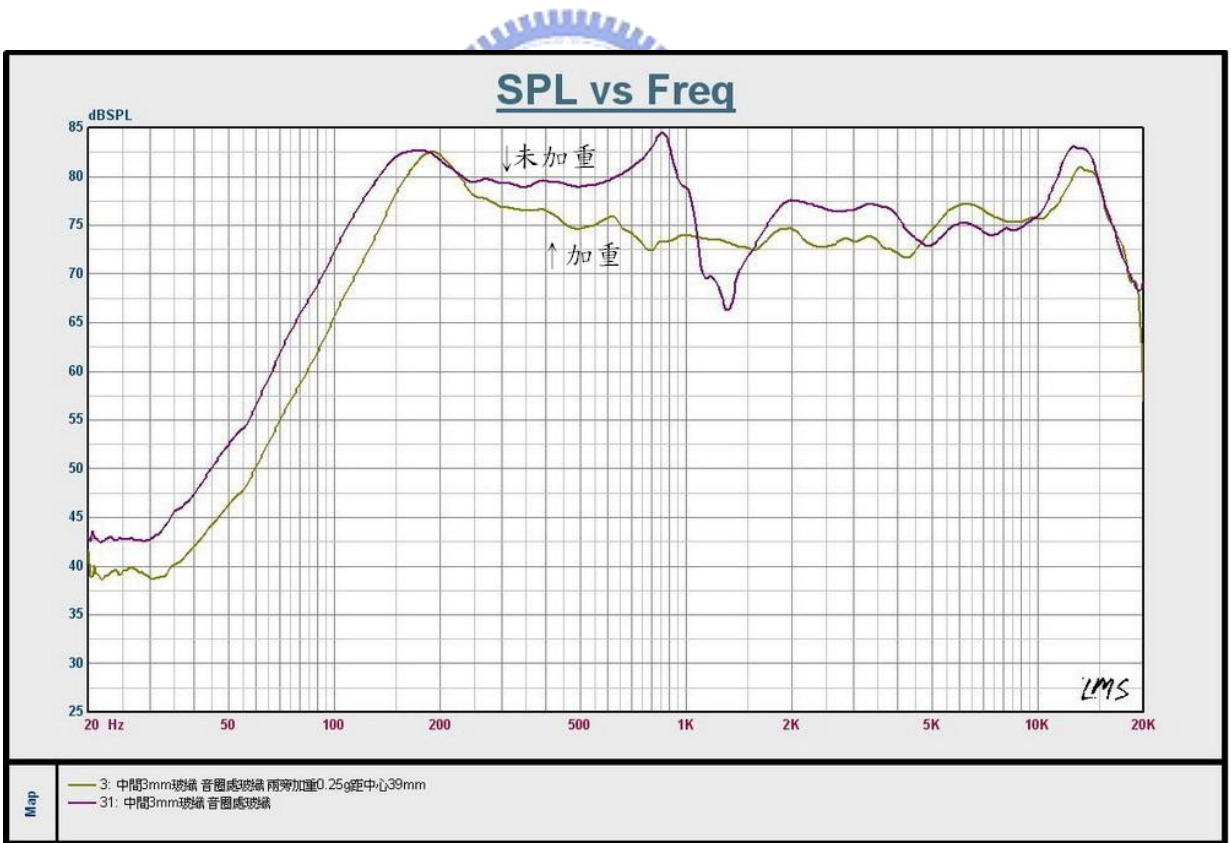


圖 6-23 系統二未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較

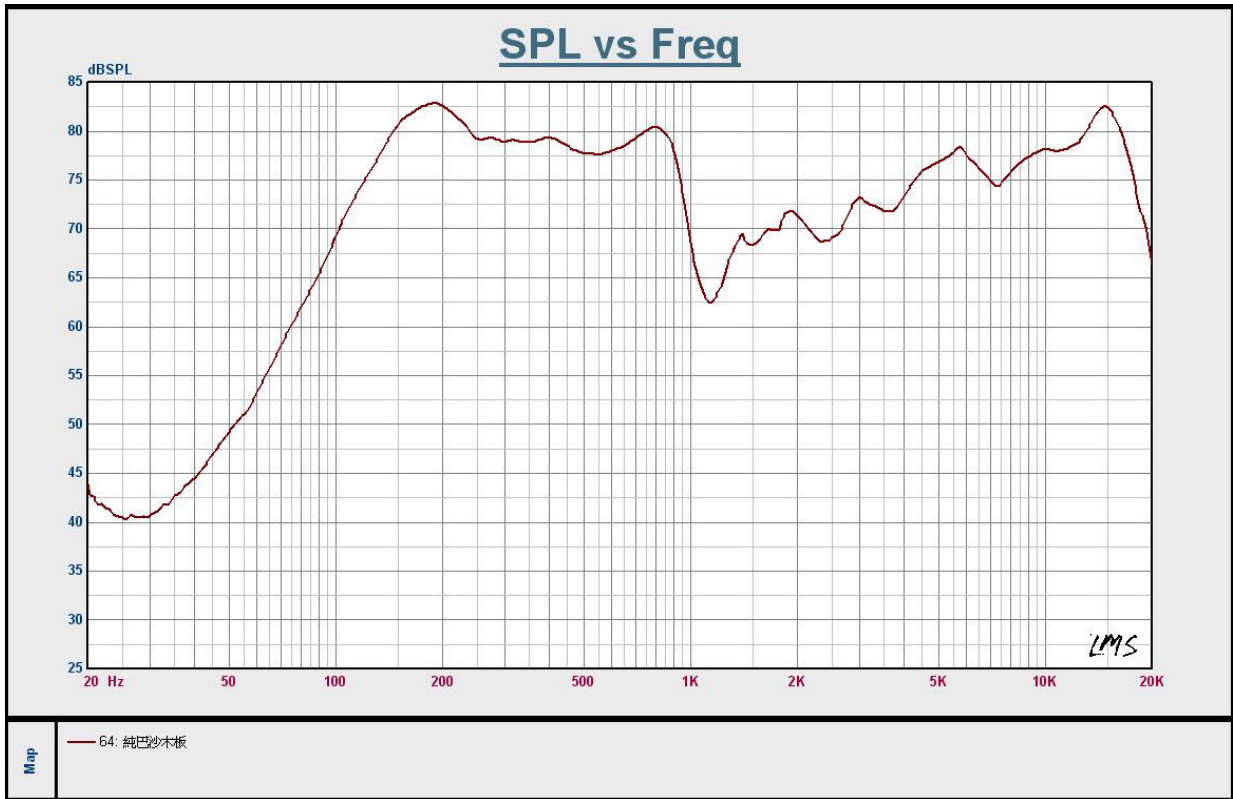


圖 6-24 系統三揚聲板未加附加重量之實驗聲壓曲線



圖 6-25 系統三揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照

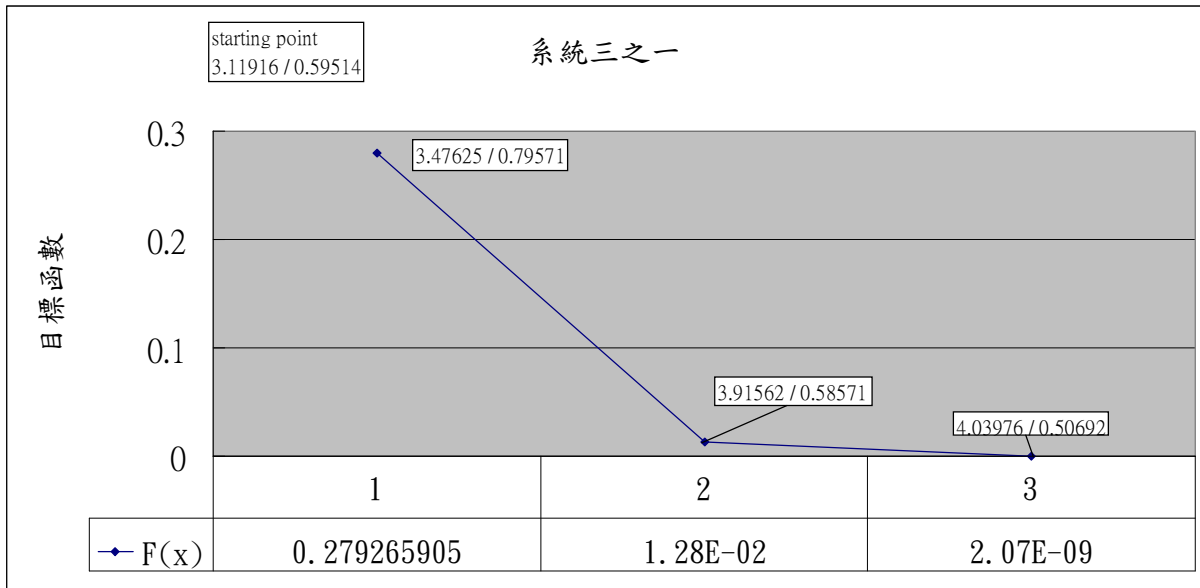


圖 6-26 系統三之一最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數

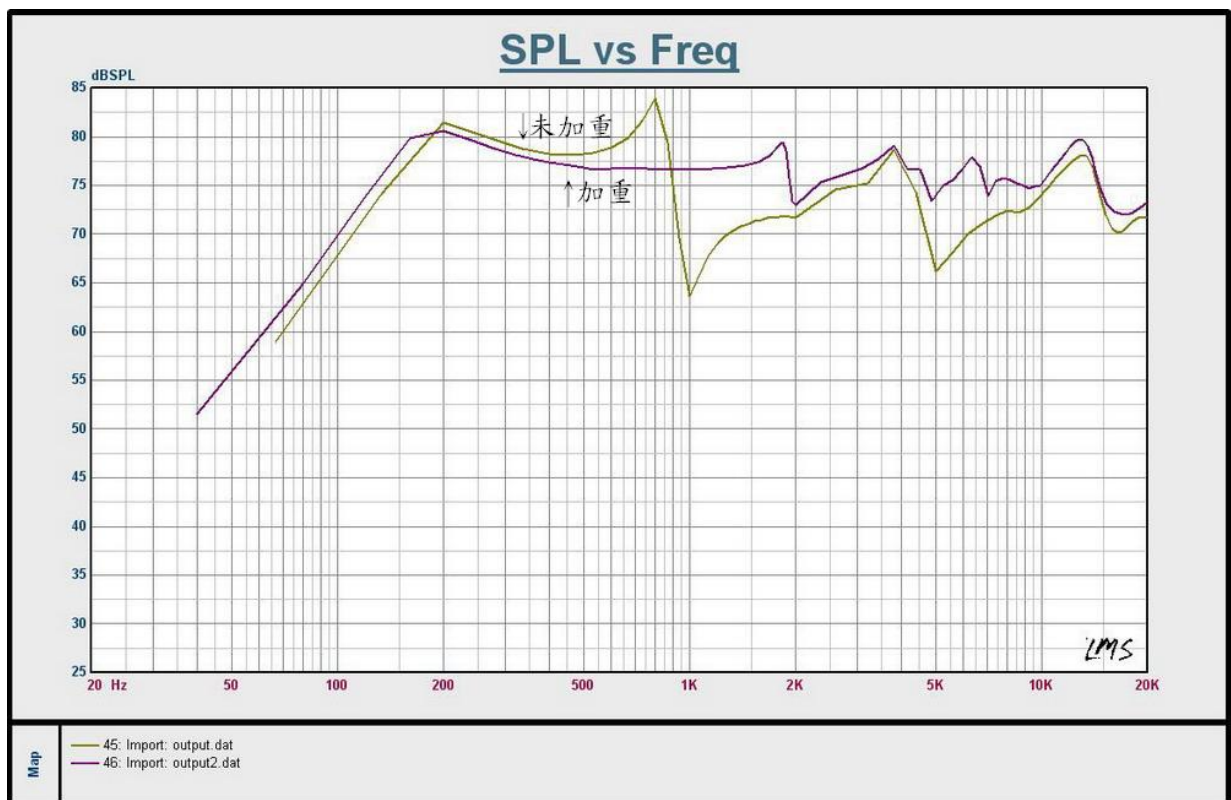


圖 6-27 系統三之一未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較



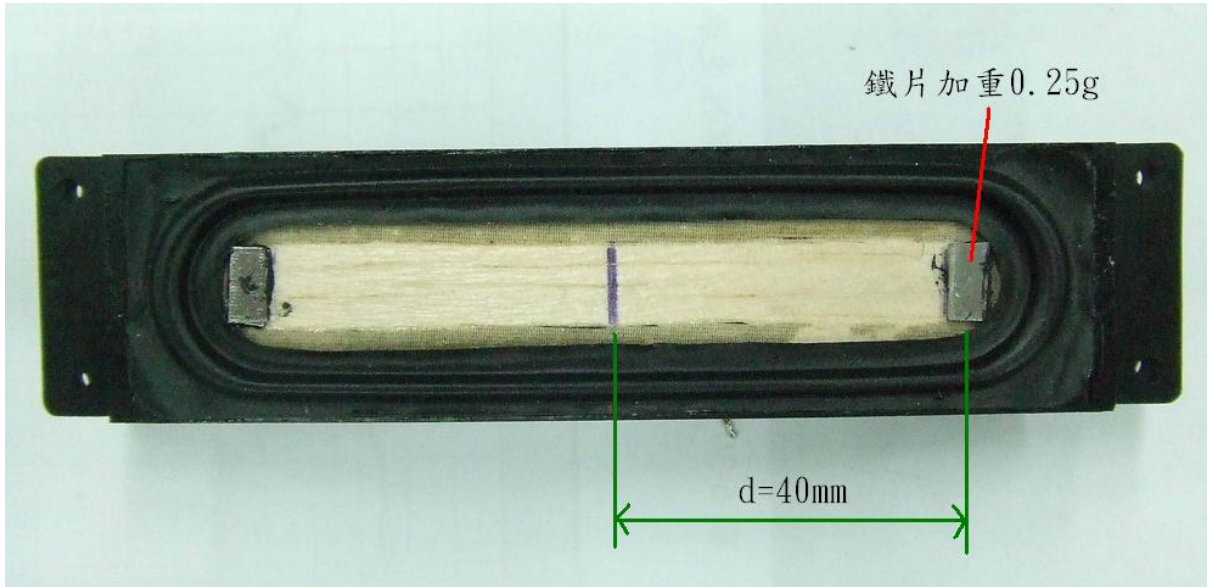


圖 6-28 依結果加重組裝之系統三揚聲器

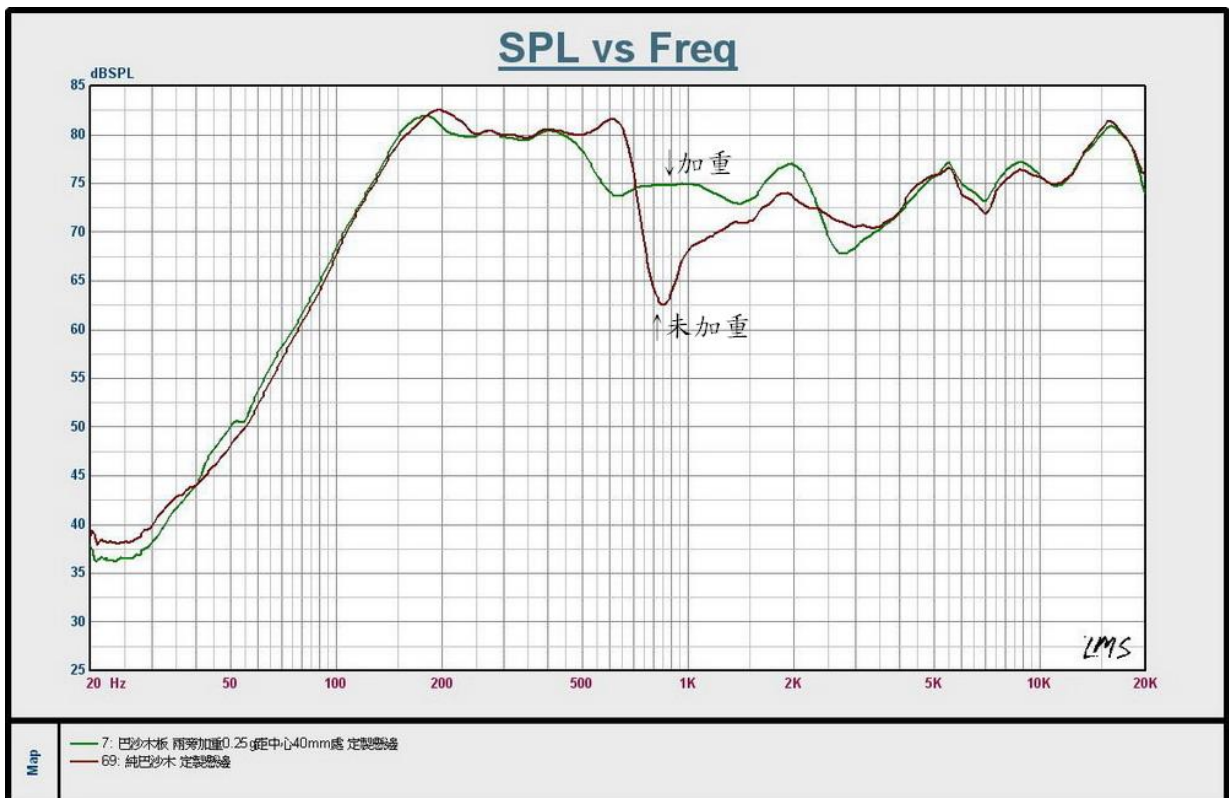


圖 6-29 系統三之一未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較

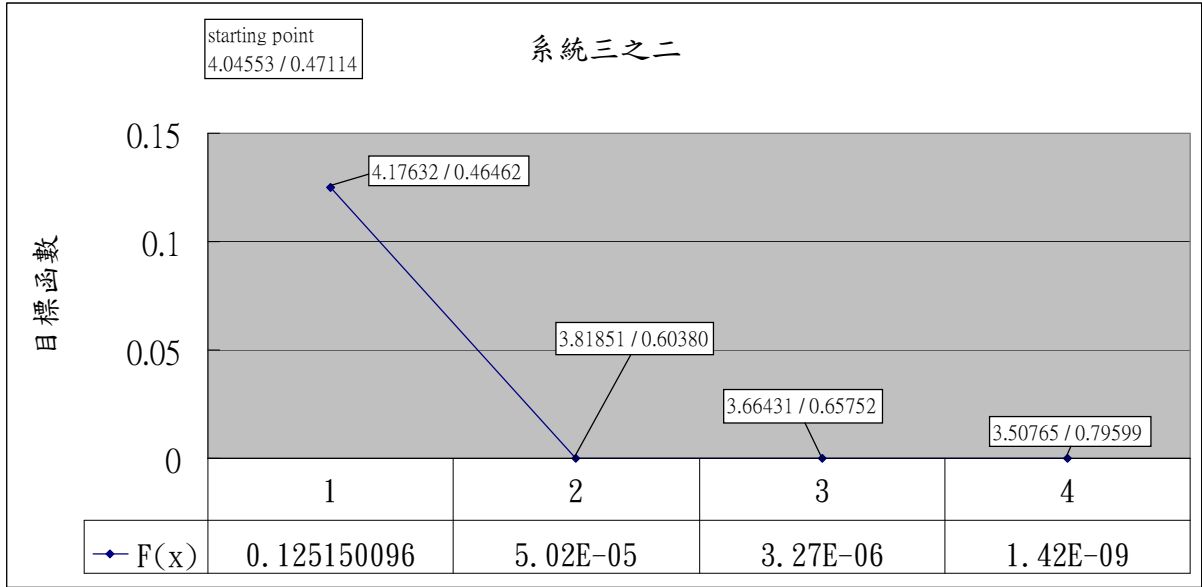


圖 6-30 系統三之二最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數

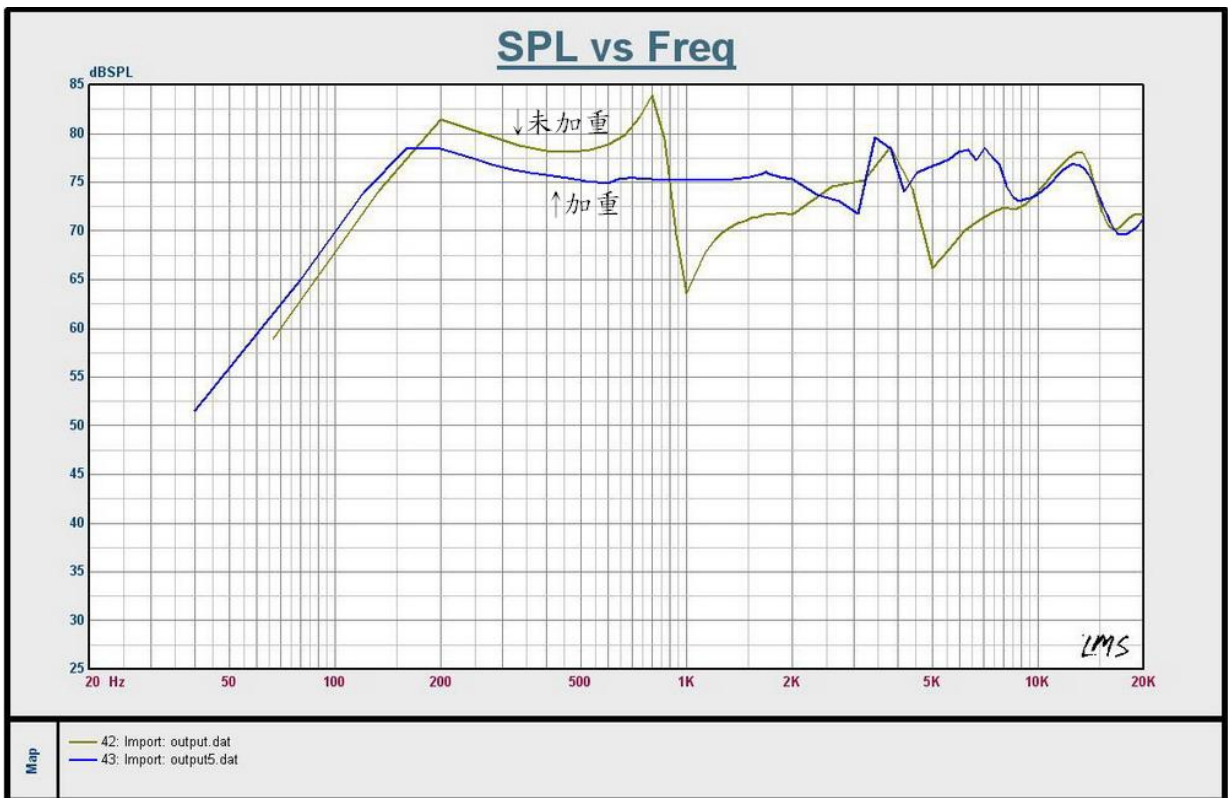


圖 6-31 系統三之二未加重與最佳化結果模擬聲壓曲線比較



圖 6-32 系統三之二未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較



圖 6-33 系統三兩組最佳化結果實驗聲壓曲線比較

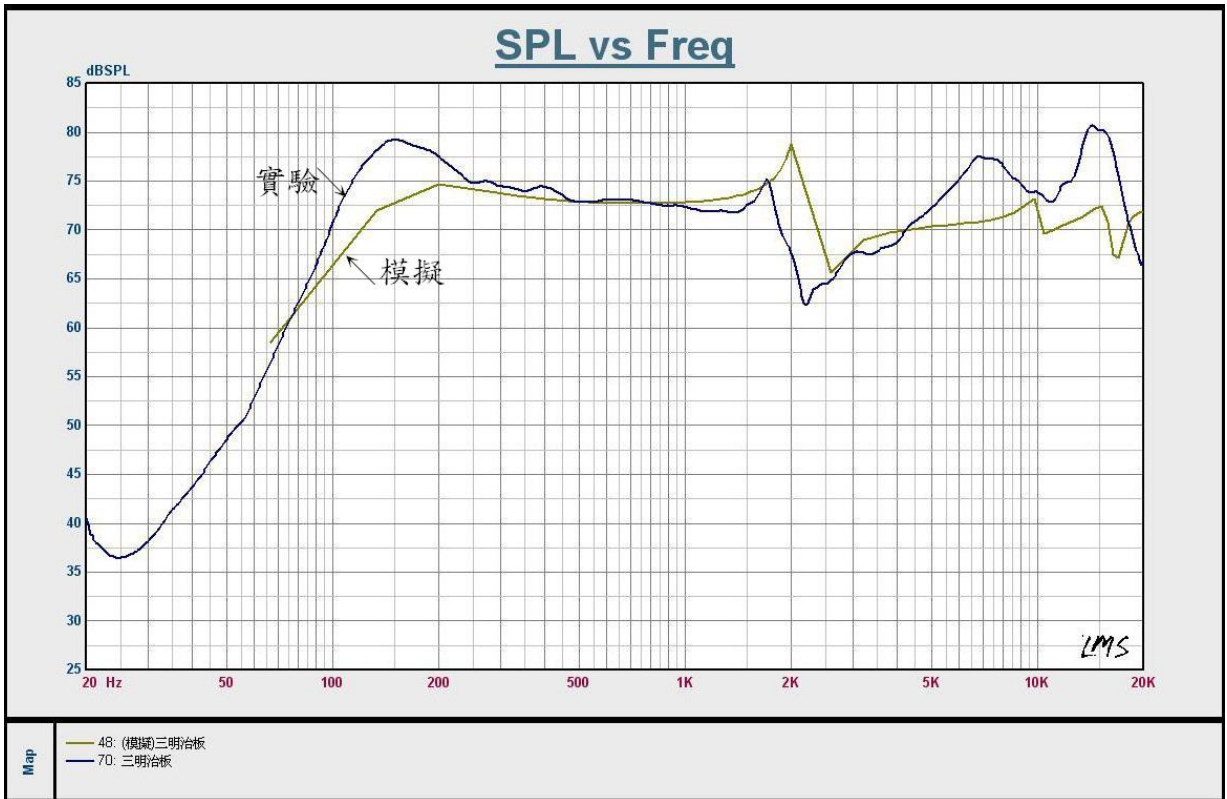


圖 6-34 系統四揚聲板未加附加重量模擬與實驗對照

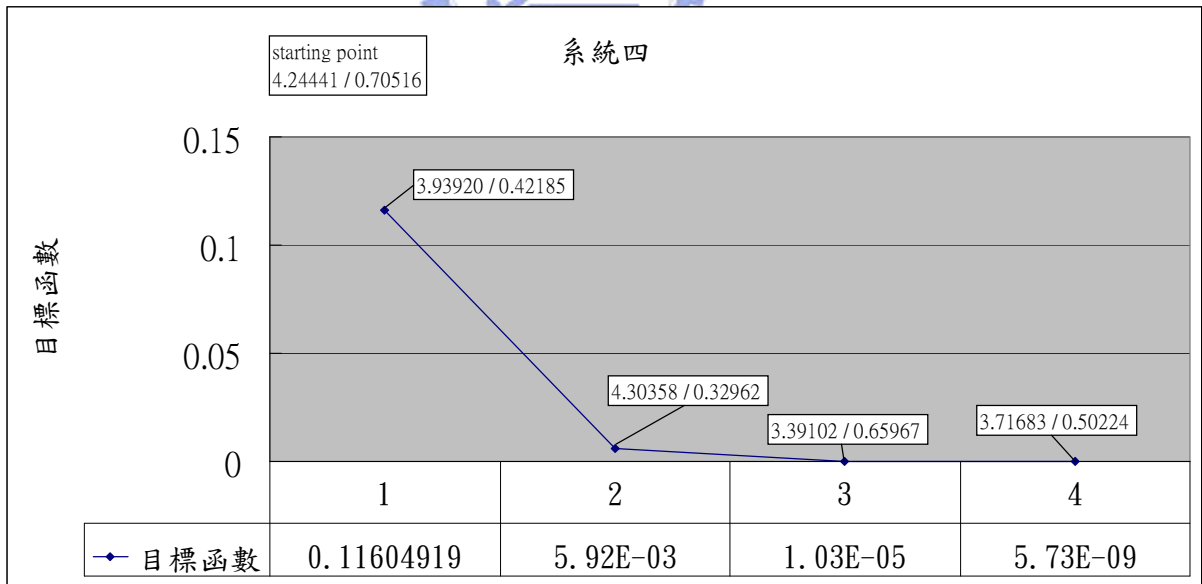


圖 6-35 系統四最佳化收斂過程及各搜尋軌跡最小值對應之設計變數

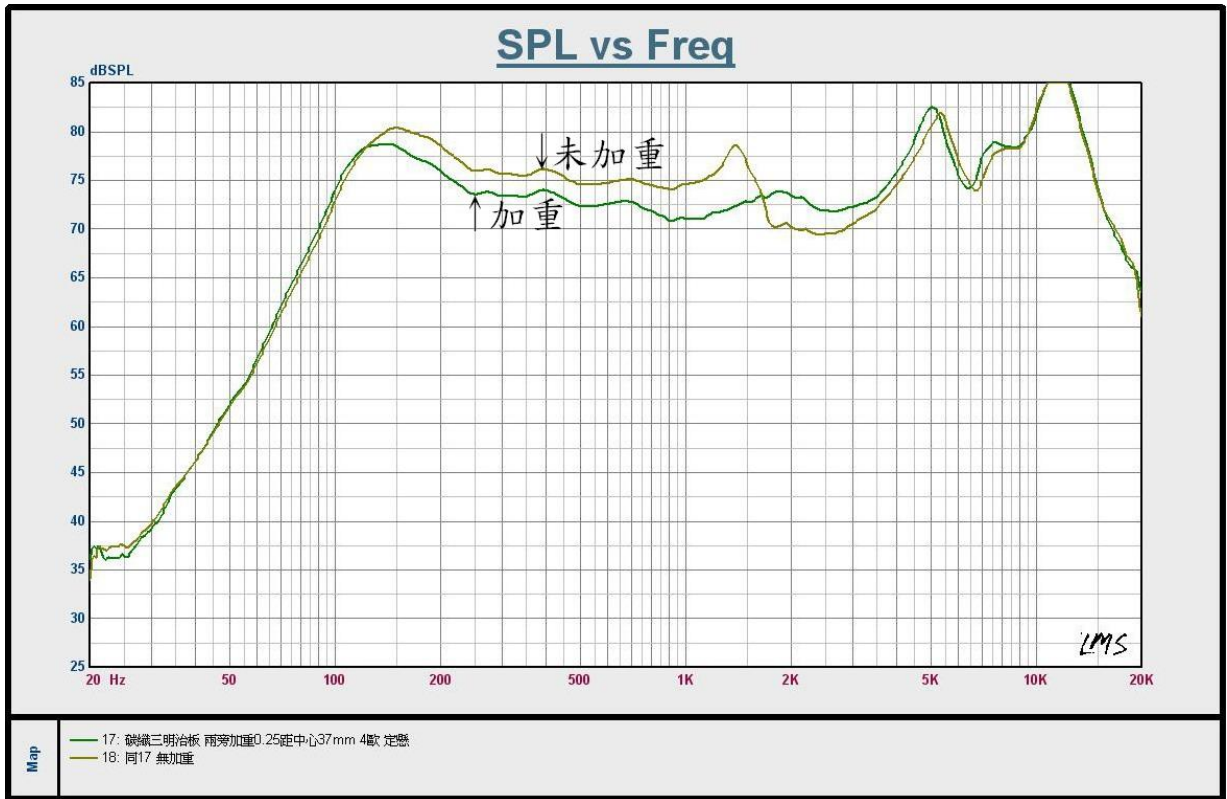


圖 6-36 系統四未加重與最佳化結果實驗聲壓曲線比較



	未加重節線位置	加重後節線位置
系統一 揚聲板		
系統二 揚聲板		
系統三之一 揚聲板		
系統三之二 揚聲板		
系統四 揚聲板		

圖 6-37 系統一~系統四未加重與最佳化結果節線位置比較